

Idraulica

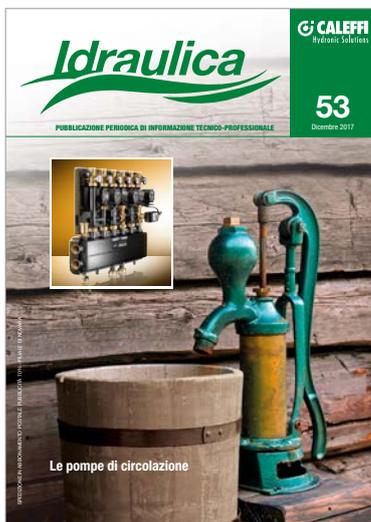
PUBBLICAZIONE PERIODICA DI INFORMAZIONE TECNICO-PROFESSIONALE

53

Dicembre 2017



Le pompe di circolazione



Direttore responsabile:
Mario Doninelli

Responsabile di Redazione:
Fabrizio Guidetti

Hanno collaborato a questo numero:

- Elia Cremona
- Mario Doninelli
- Marco Doninelli
- Domenico Mazzetti
- Renzo Planca
- Alessia Soldarini
- Mattia Tomasoni

Idraulica
Pubblicazione registrata presso
il Tribunale di Novara
al n. 26/91 in data 28/9/91

Editore:
Centrostampa S.r.l. Novara

Stampa:
Centrostampa S.r.l. Novara

Copyright Idraulica Caleffi. Tutti i diritti sono riservati. Nessuna parte della pubblicazione può essere riprodotta o diffusa senza il permesso scritto dell'Editore.

CALEFFI S.P.A.
S.R. 229, N. 25
28010 Fontaneto d'Agogna (NO)
TEL. 0322-8491 FAX 0322-863305
info@caleffi.com www.caleffi.com

Sommario

3 LE POMPE DI CIRCOLAZIONE NEGLI IMPIANTI DI RISCALDAMENTO

4 POMPE DI CIRCOLAZIONE UTILIZZATE NEGLI IMPIANTI DI RISCALDAMENTO
CIRCOLATORI

6 POMPE A MOTORE VENTILATO

8 PRINCIPALI TIPOLOGIE DISTRIBUTIVE DEGLI IMPIANTI A VTS

9 REGOLAZIONE DELLE POMPE

10 ESEMPI

15 ALTRI ASPETTI DA CONSIDERARE

REGOLAZIONE DELLE POMPE

INSTALLAZIONE

CAVITAZIONE

BY-PASS

ELIMINAZIONE DELL'ARIA

ELIMINAZIONE DELLE IMPURITÀ

OPERAZIONI RICHIESTE PER LA CORRETTA SCELTA ED INSTALLAZIONE DELLE POMPE

20 LE RETI DI RICIRCOLO

21 LE TIPOLOGIE DELLE RETI DI RICIRCOLO

22 DIMENSIONAMENTO DELLA RETE DI RICIRCOLO

CALCOLO DELLA PORTATA DI RICIRCOLO

27 IL BILANCIAMENTO DELLA RETE

IL REGOLATORE TERMOSTATICO

30 LA REGOLAZIONE DELLA RETE DI RICIRCOLO

31 I COSTI ENERGETICI DELLE RETI DI RICIRCOLO

36 Il "processo" BIM: non un file né un disegno 3D

38 Modulo d'utenza universale a 2 vie PLURIMOD® EASY

40 La presenza di aria nell'impianto

41 Disaeratore compatto DISCALSLIM®

42 Gruppi di distribuzione e regolazione

43 Collettori e separatori-collettori SEPCOLL

LE POMPE DI CIRCOLAZIONE NEGLI IMPIANTI DI RISCALDAMENTO

Ingg. Marco e Mario Doninelli

Nei vecchi impianti a radiatori con valvole manuali, e quindi a portata costante, **era relativamente facile dimensionare e regolare le pompe**. Bastava, infatti, determinare le loro caratteristiche principali (cioè le loro portate e prevalenze) e, in base a tali valori, scegliere il tipo di pompa e la relativa curva di lavoro.

Inoltre, le pompe dei vecchi impianti erano generalmente superdimensionate "per sicurezza", cioè per tener conto delle possibili differenze fra la teoria e la pratica nonché fra quanto previsto e quanto effettivamente realizzato.

Un simile modo di procedere era comunque sostanzialmente corretto (1) perché in impianti a portata costante il superdimensionamento delle pompe non comporta sbilanciamenti idraulici temibili e (2) perché, in tempi di energia a bassi costi, non era di primaria importanza minimizzare i consumi energetici.

È invece senz'altro meno facile dimensionare e regolare le pompe degli impianti con valvole termostatiche e quindi a portata variabile. Ed è meno facile perché in questi impianti, bisogna garantire la giusta regolazione delle pompe non solo nel punto di lavoro con portata massima (come nel caso degli impianti con valvole manuali), ma anche in tutti gli altri punti di lavoro con portate comprese fra quella massima e quella minima prevista.

Inoltre queste pompe non hanno solo il compito di mantenere in circolazione il fluido scaldante, ma anche quello di contribuire, col supporto di adeguati mezzi, a (1) minimizzare i loro costi di gestione, (2) massimizzare la resa delle caldaie a condensazione, (3) evitare squilibri termici, (4) garantire il funzionamento silenzioso delle VTS (valvole termostatiche). Prestazioni queste indispensabili per ottenere il massimo *comfort* col minor spreco di energia possibile.

Di seguito vedremo quali sono le principali caratteristiche e prestazioni di queste nuove pompe e come possono essere dimensionate, scelte, poste in opera e regolate.

La trattazione è essenzialmente suddivisa in quattro parti:

Nella prima considereremo le principali differenze che sussistono tra le vecchie pompe a portata costante e le nuove a portata variabile;

Nella seconda, esamineremo i vantaggi e i limiti dei vari tipi di regolazione che sono possibili con le nuove pompe;

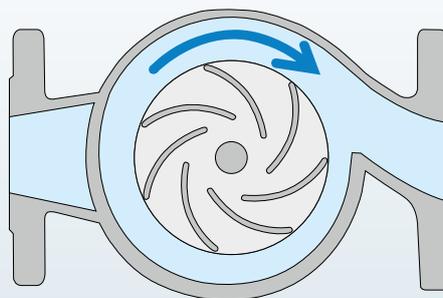
Nella terza cercheremo di valutare i costi di gestione delle pompe in relazione al tipo di regolazione scelto;

Nella quarta, infine, vedremo aspetti che riguardano l'installazione, la regolazione e il corretto funzionamento delle nuove pompe.

Prestazioni a cui devono contribuire le pompe degli impianti a valvole termostatiche

Riduzione costi di gestione pompe

Maggior resa caldaie a condensazione



Maggior comfort termico

No pericolo rumorosità valvole

POMPE DI CIRCOLAZIONE UTILIZZATE NEGLI IMPIANTI DI RISCALDAMENTO

Sono suddivisibili in due gruppi: i circolatori e le pompe a motore ventilato:

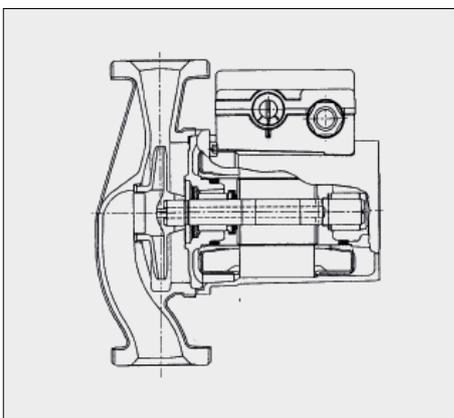
CIRCOLATORI

Sono caratterizzati dall'aver il motore alloggiato nel corpo pompa.

La parte mobile del motore (il rotore) è immersa direttamente nel fluido. Per il loro funzionamento non sono pertanto richiesti organi di tenuta idraulica fra le parti in movimento.

Per le loro caratteristiche costruttive, i circolatori sono chiamati anche pompe a rotore bagnato. Di seguito esamineremo brevemente le loro principali caratteristiche e prestazioni di lavoro, suddividendoli in due gruppi: i circolatori vecchi (ormai fuori produzione ma ancora funzionanti) e quelli nuovi.

Vecchi circolatori



I loro principali limiti sono due: (1) **i bassi rendimenti** e (2) **il non essere in grado di tenere sotto controllo gli incrementi delle loro prevalenze al diminuire delle portate**.

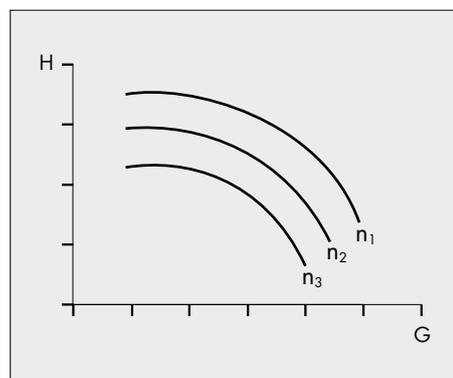
Rendimenti

Sono molto bassi e variabili come indica la seguente tabella:

Rendimenti medi dei vecchi circolatori	
potenza fornita	rendimento
fino a 100 W	da \cong 10 al 25%
da 100 fino a 500 W	da \cong 20 al 40%
da 500 fino a 2.500 W	da \cong 30 al 50%

Diagrammi di lavoro

Sono del tipo sotto riportato. Il numero di giri è regolabile solo manualmente, di conseguenza la velocità di rotazione resta costante in ogni condizione di lavoro del circolatore.



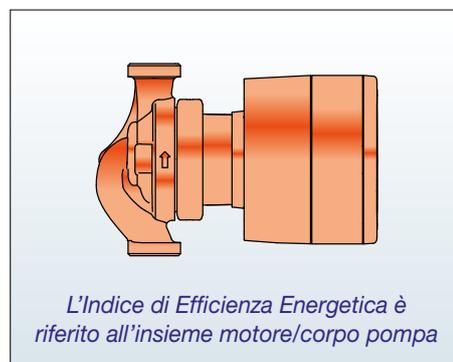
Il crescere delle prevalenze al diminuire delle portate consente l'uso di questi circolatori solo in impianti a portata costante. In impianti a portata variabile, tale caratteristica, espone invece al rischio che, al chiudersi delle VTS, insorgano in rete valori di ΔP troppo elevati, in grado di causare la rumorosità e il trafilamento delle valvole (ved. Idraulica 51 e 52).

Nuovi circolatori

A differenza dei vecchi circolatori, sono in grado di (1) **funzionare con rendimenti elevati** e (2) **tener sotto controllo le variazioni delle loro prevalenze al diminuire delle portate**.

Rendimenti

Le direttive europee hanno imposto che il rendimento dei circolatori sia determinato (per l'insieme motore/corpo pompa) tramite l'indice **EEI** (*Energy Efficiency Index* = Indice di Efficienza Energetica).



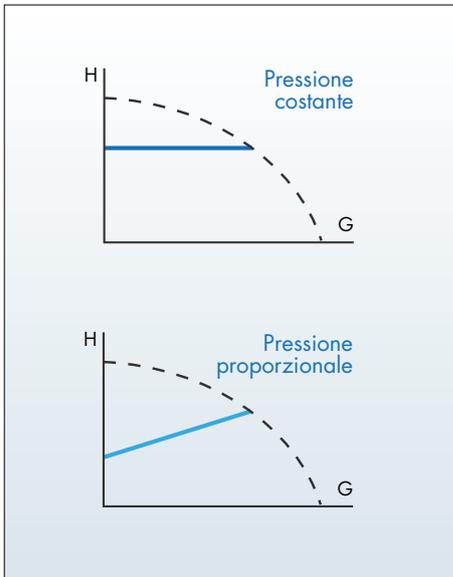
Tale indice tiene conto delle condizioni di funzionamento del circolatore sia con portata massima costante sia con portate del 30%, 50% e 75%.

Più il valore di EEI è basso e maggiore risulta l'efficienza energetica.

Dal 1° agosto 2015 le norme richiedono valori di EEI non superiori allo 0,23.

Diagrammi di lavoro

Sono essenzialmente del tipo sotto riportato:



e sono ottenuti regolando automaticamente la velocità di rotazione del circolatore.

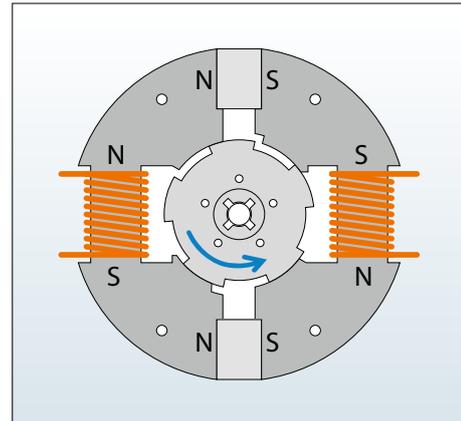
Nel primo caso, al diminuire delle portate, la prevalenza si mantiene costante, nel secondo diminuisce linearmente.

Sono essenzialmente due le novità tecniche che hanno consentito ai circolatori di ottenere gli indici di efficienza richiesti:

– i regolatori elettronici di velocità

– i motori a rotore magnetico

Per la realizzazione delle pompe, i motori magnetici sono utilizzati solo da pochi anni, in quanto, solo recentemente lo sviluppo della tecnologia, ha permesso di realizzare rotori con magneti permanenti idonei all'uso e con costi non troppo elevati.



Il campo rotatorio di questi motori (del tipo ECM *Electronically Commuted Motor*) è generato da una corrente "pilotata" elettronicamente nello statore. I poli magnetici del rotore sono alternativamente attirati e respinti in funzione della polarizzazione indotta dalle bobine dello statore.

Esempi di circolatori a velocità variabile con motore magnetico



GRUNDFOS



WILO



SALMSON



DAB



LOWARA



KSB

POMPE A MOTORE VENTILATO

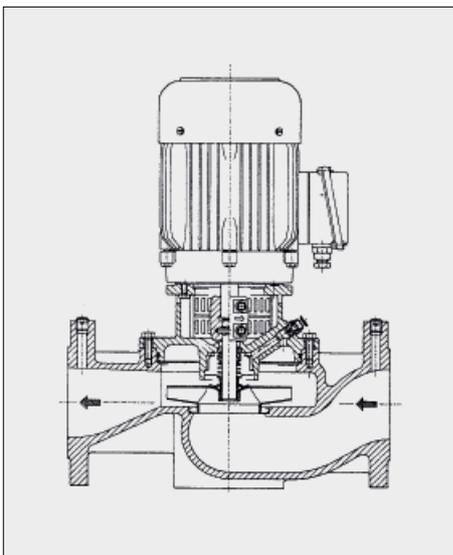
Sono caratterizzate dall'aver motore e corpo pompa nettamente separati fra loro.

La tenuta idraulica, fra l'albero e il corpo pompa è assicurata con sistemi di tenuta a premistoppa o con guarnizioni meccaniche. Il motore è raffreddato con un ventilatore.

Sono pompe utilizzate soprattutto in impianti di riscaldamento con portate elevate e in impianti di raffreddamento per evitare che il calore disperso dal motore sia un ulteriore carico termico da compensare.

Come nel caso dei circolatori, di seguito esamineremo brevemente le principali caratteristiche di queste pompe (chiamate anche più semplicemente pompe o pompe a rotore secco) suddividendole in due gruppi: le pompe vecchie e quelle nuove.

Vecchie pompe a motore ventilato



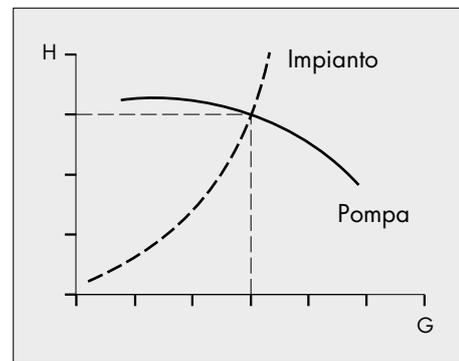
Hanno gli stessi limiti dei vecchi circolatori, vale a dire: (1) **i bassi rendimenti** e (2) **il non essere in grado di tenere sotto controllo gli incrementi delle loro prevalenze al diminuire delle portate.**

Rendimenti

Sono sensibilmente più elevati di quelli ottenibili coi vecchi circolatori, ma anche assai più bassi di quelli attualmente richiesti.

Diagrammi di lavoro

Sono generalmente del tipo con una sola curva di regolazione e quindi possono funzionare solo a velocità di rotazione costante. Pertanto queste pompe, come i vecchi circolatori, non sono in grado di far funzionare correttamente gli impianti a portata variabile.



Nuove pompe a motore ventilato

Sono in grado di **funzionare con rendimenti elevati e tener sotto controllo le variazioni delle loro prevalenze al diminuire delle portate.**

Rendimenti

Le direttive europee hanno stabilito che il rendimento energetico di queste pompe sia riferito solo alla classe di efficienza dei loro motori.



In particolare, le direttive europee hanno stabilito che dal 1° gennaio 2017: *“i motori elettrici delle pompe a motore ventilato con potenza nominale compresa fra 0,75 e 375 kW devono corrispondere alla classe energetica IE3 oppure alla classe IE2 ed essere equipaggiati di un dispositivo di regolazione della velocità di rotazione”.*

Diagrammi di lavoro

Sono dello stesso tipo di quelli riportati, per i nuovi circolatori, a pag. 5.

Le novità tecniche che hanno consentito a queste pompe di soddisfare le prestazioni richieste dagli impianti a portata variabile sono sostanzialmente simili a quelle considerate per i nuovi circolatori. L'unica diversità riguarda il fatto che i motori non sono necessariamente del tipo a rotore magnetico.

Esempi di circolatori a velocità variabile con motore magnetico



GRUNDFOS



WILO



SALMSON



DAB



LOWARA

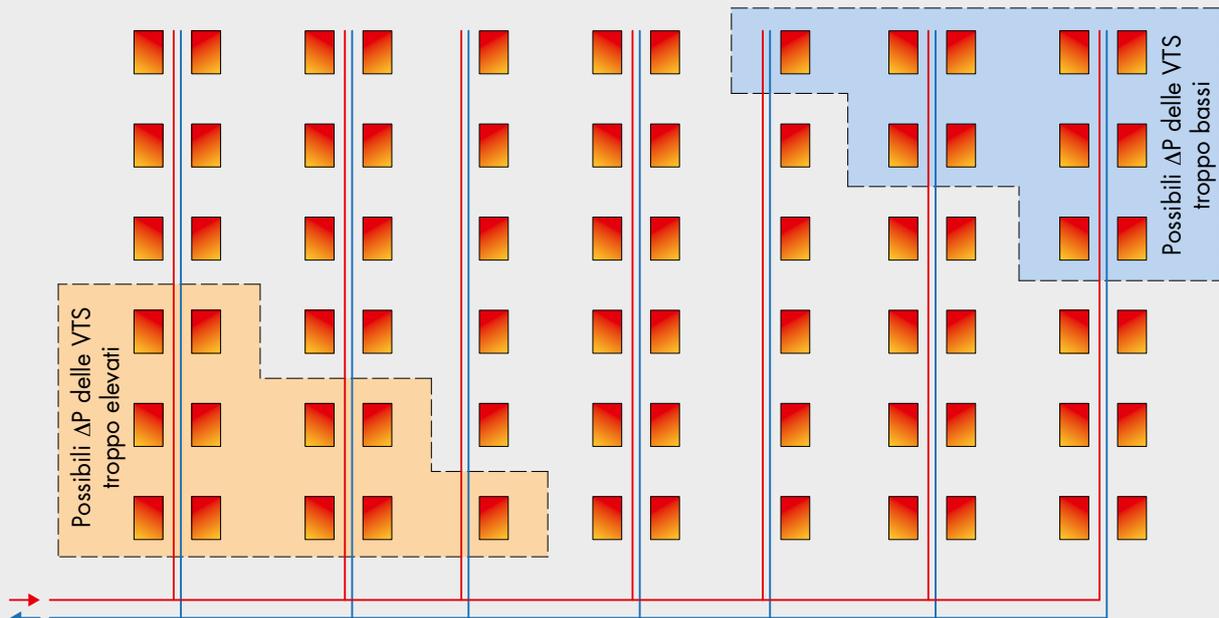


KSB

Limiti delle pompe a velocità variabile

Va ben considerato che le pompe a velocità variabile sono necessarie ma generalmente (ved. pag. 8) non sufficienti a garantire il corretto funzionamento degli impianti a VTS. Queste pompe, infatti, non sono in grado di tenere sotto controllo i ΔP in rete, e quindi si corre il rischio, specie in impianti medio-grandi, di far

lavorare le VTS più vicine alla pompa con ΔP troppo elevati e le VTS più lontane con ΔP troppo bassi. È dunque necessario, per garantire il corretto funzionamento delle VTS, ricorrere all'aiuto di appositi regolatori ΔP , che possono essere esterni (da installare alla base delle colonne) oppure interni alle valvole: è il caso delle *Dynamical*.



PRINCIPALI TIPOLOGIE DISTRIBUTIVE DEGLI IMPIANTI A VTS

Per far funzionare correttamente gli impianti a VTS è necessario:

- far lavorare i loro radiatori (anche con valvole in completa apertura) con le giuste portate;
- tener sotto controllo le pressioni differenziali che agiscono sulle VTS.

Solo rispettando queste condizioni (ved. Idraulica 51 e 52) è infatti possibile:

- mantenere nei locali la temperatura richiesta, il che comporta maggior *comfort* e minor sprechi;
- sfruttare il calore gratuito ottenibile dai raggi del sole e dagli apporti termici interni;
- evitare squilibri termici sia tra le diverse zone sia tra i vari locali e alloggi serviti;
- far circolare solo le portate necessarie e quindi minimizzare i costi di gestione delle pompe;
- ottenere basse le temperature di ritorno e quindi ottimizzare la resa delle caldaie a condensazione;
- evitare fenomeni sia di rumorosità sia di trafilamento delle VTS.

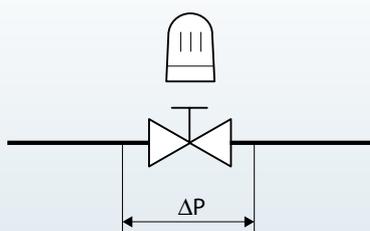
Due le principali tipologie distributive che consentono di ottenere queste prestazioni: la prima valida per impianti medio-piccoli, la seconda per impianti medio-grandi:

Impianti a VTS medio-piccoli

Per il corretto funzionamento di questi impianti può essere sufficiente l'uso di (1) **VTS preregolabili** e (2) **circulatori a velocità variabile**.

Va comunque verificato che, indipendentemente dalle portate in circolazione, i ΔP di lavoro delle VTS siano sempre compresi (ved. dati produttori) fra $0,4 \div 0,6$ (val. min.) e $1,8 \div 2,2$ m c.a. (val. max.).

Valvola termostatica preregolabile



$$\Delta P_{MIN} \geq (0,4 \div 0,6) \text{ m c.a.}$$

$$\Delta P_{MAX} \leq (1,8 \div 2,2) \text{ m c.a.}$$

Impianti a VTS medio-grandi

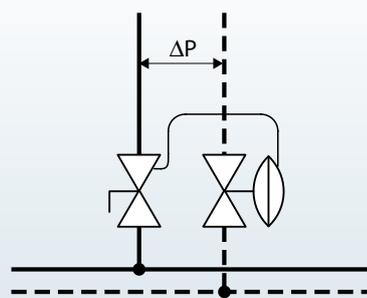
Per il corretto funzionamento di questi impianti (e di quelli medio-piccoli dove non è possibile mantenere i ΔP di lavoro delle VTS entro limiti accettabili) è necessario utilizzare regolatori esterni di ΔP o valvole di tipo *Dynamical*.

Soluzioni con regolatori esterni di ΔP

Richiedono l'uso di (1) **VTS preregolabili**, (2) **regolatori esterni di ΔP** e (3) **circulatori o pompe a velocità variabile**.

I regolatori di ΔP (generalmente installati alla base delle colonne) servono a tenere sotto controllo le pressioni differenziali delle VTS servite. A tal fine, ed in relazione ai valori richiesti dalle singole VTS, questi regolatori sono generalmente tarati con ΔP compresi fra da $1,4$ e $2,2$ m c.a..

Regolatore di ΔP esterno

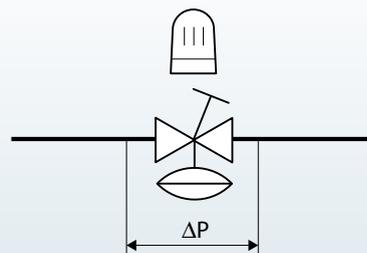


ΔP in genere variabile da $1,4$ a $2,2$ m c.a.

Soluzioni con valvole tipo *Dynamical*

Richiedono l'uso di (1) **valvole tipo *Dynamical*** e (2) **circulatori o pompe a velocità variabile**. I circulatori o le pompe vanno regolati in modo da poter garantire alle *Dynamical* (ved. Idraulica 51 e 52), indipendentemente dalle portate in circolazione, ΔP di lavoro compresi fra $1,0 \div 1,2$ e $6,0 \div 7,0$ m c.a..

Valvola tipo *Dynamical*



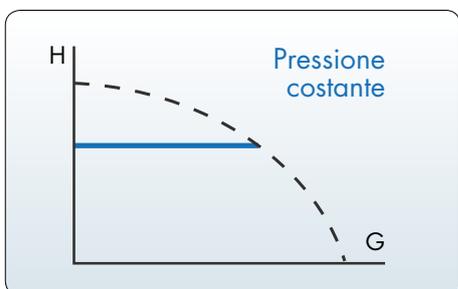
$$\Delta P_{MIN} \geq (1,0 \div 1,2) \text{ m c.a.}$$

$$\Delta P_{MAX} \leq (6,0 \div 7,0) \text{ m c.a.}$$

REGOLAZIONE DELLE POMPE

Questi i principali tipi di regolazione utilizzabili in impianti a VTS.

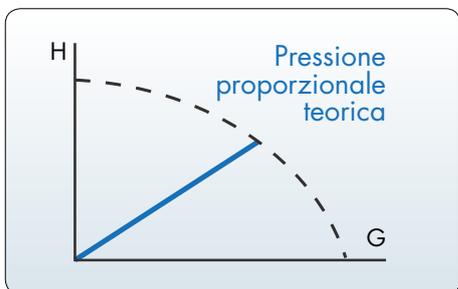
A pressione costante



Al diminuire della portata di progetto la pressione resta costante.

Questo tipo di regolazione può servire a regolare impianti con basse perdite di carico (ad es. impianti a circolazione naturale riqualificati con VTS) oppure impianti a circolazione forzata dimensionati con $\Delta T=10^{\circ}\text{C}$ e riqualificati con $\Delta T=20^{\circ}\text{C}$.

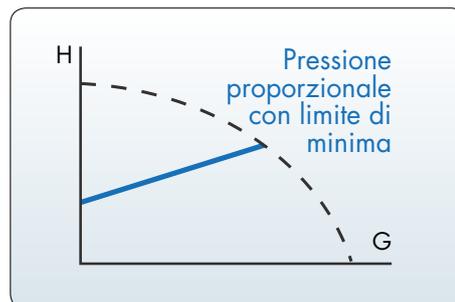
A pressione proporzionale teorica



Al diminuire della portata di progetto la pressione diminuisce fino a valore nullo.

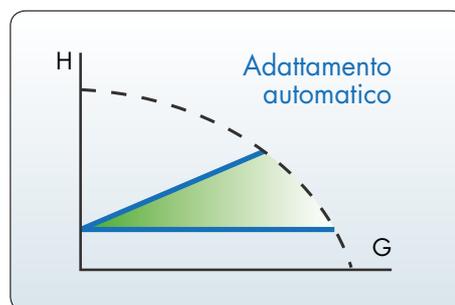
Consente di minimizzare i costi di gestione delle pompe. Tuttavia, con basse portate, le pressioni disponibili potrebbero essere inferiori a quelle richieste per il corretto funzionamento delle VTS.

A pressione proporzionale con limite di minima



Al diminuire della portata di progetto la pressione diminuisce linearmente fino al limite di minima: ad es. fino al 50% della pressione di progetto. Può servire per regolare impianti con sviluppo esteso o con valvole di bilanciamento (regolatori di ΔP o *Dynamical*) molto strozzate.

Ad adattamento automatico

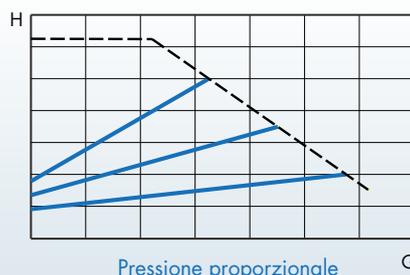
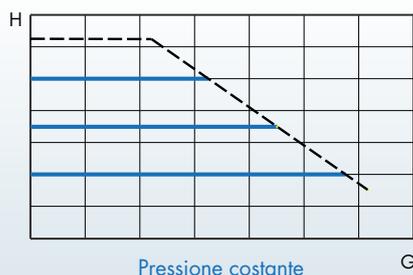


Regola automaticamente le pompe in modo da minimizzarne i costi di gestione ed assicurare il corretto funzionamento dell'impianto.

È adottabile in impianti correttamente dimensionati e bilanciati. In caso contrario c'è il rischio che i circuiti interni non ben bilanciati restino senza un'alimentazione adeguata.

Altre regolazioni proposte

Sono generalmente disponibili anche famiglie di curve di regolazione con distanze e inclinazioni varie, del tipo sotto riportato.



Esempi

Gli esempi di seguito riportati servono a determinare (in un impianto a radiatori funzionante sia con valvole manuali sia con valvole termostatiche) i costi medi annuali di gestione delle pompe in relazione alle loro curve di funzionamento. I valori determinati (come meglio vedremo a pag. 14) possono esserci d'aiuto ad avere idee più chiare in merito alla scelta e modalità di regolazione delle pompe.

Nota:

Non è necessario seguire dettagliatamente lo sviluppo dei calcoli, in quanto i valori ottenuti sono riportati nel quadro riassuntivo di pag. 14.

Esercizio 1

Stimare i consumi annuali e i relativi costi di gestione delle pompe che servono gli impianti a radiatori (a servizio di 100 alloggi) riqualficati con VTS di seguito specificati, considerando i seguenti dati di progetto e modalità di funzionamento:

1° caso: impianto riqualficato con $\Delta T = 10^\circ C$

- $G = 60 \text{ m}^3/\text{h}$ (portata massima)
- $H = 8 \text{ m c.a.}$ (prevalenza massima)

2° caso: impianto riqualficato con $\Delta T = 20^\circ C$

- $G = 30 \text{ m}^3/\text{h}$ (portata massima)
- $H = 6 \text{ m c.a.}$ (prevalenza massima)

Dati di progetto:

- $Q = 600.000 \text{ kcal/h}$ (fabbisogno term. massimo)
- 15 h (ore di funzionamento giornaliero pompa)
- 0,2 €/kWh (costo unitario kilowattora)

Portate intermedie considerate e relativi giorni di funzionamento impianto:

- Portata 100% · G_{MAX}	giorni funzionamento	11
- Portata 75% " " "	" " "	22
- Portata 50% " " "	" " "	44
- Portata 30% " " "	" " "	153

Modalità di regolazione delle pompe:

- ΔP costante
- ΔP variabile da H_s a $H_s/2$
- ΔP variabile da H_s a zero

Soluzione

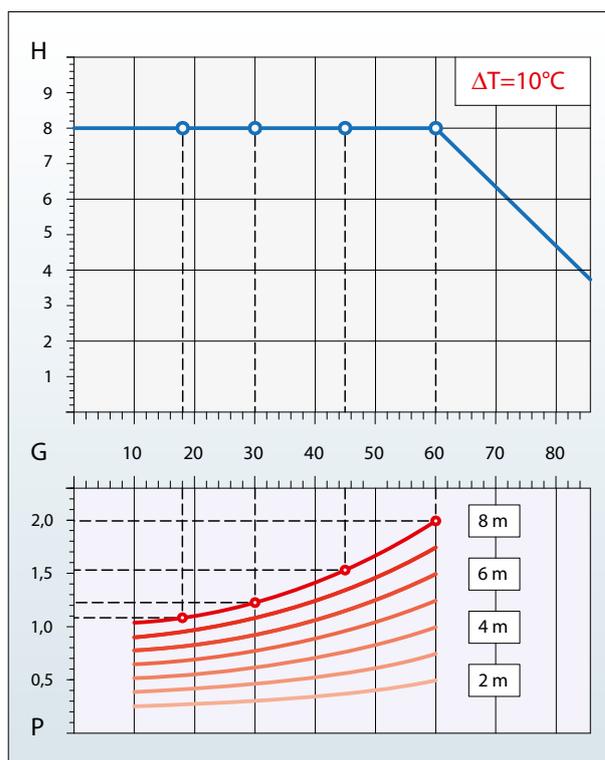
Per quanto riguarda le caratteristiche della pompa (portata, prevalenza, potenza) si fa riferimento ai diagrammi di seguito riportati.

Per ogni modalità di regolazione delle pompe si determinano: le portate intermedie (nelle percentuali sopra definite), le relative prevalenze e le potenze richieste.

Poi, in base ai tempi di funzionamento delle pompe con le portate intermedie considerate e alle relative potenze si calcolano i dati richiesti.

1° caso ($\Delta T = 10$) - ΔP costante

Diagrammi di lavoro pompa:



Portata 100%

- $G = G_{MAX} \cdot 1,00 = 60 \text{ m}^3/\text{h}$
- $H = 8 \text{ m c.a.}$
- $P = 1,98 \text{ kW}$

Portata 75%

- $G = G_{MAX} \cdot 0,75 = 45 \text{ m}^3/\text{h}$
- $H = 8 \text{ m c.a.}$
- $P = 1,53 \text{ kW}$

Portata 50%

- $G = G_{MAX} \cdot 0,50 = 30 \text{ m}^3/\text{h}$
- $H = 8 \text{ m c.a.}$
- $P = 1,23 \text{ kW}$

Portata 30%

- $G = G_{MAX} \cdot 0,30 = 18 \text{ m}^3/\text{h}$
- $H = 8 \text{ m c.a.}$
- $P = 1,09 \text{ kW}$

Consumo annuo

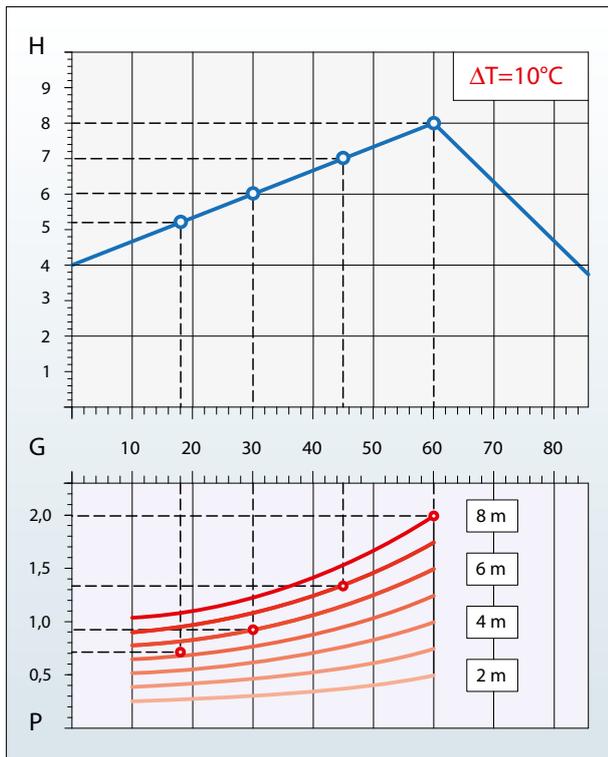
- $G 100\% \quad 1,98 \text{ kW} \cdot 11 \text{ gg.} \cdot 15 \text{ h} = 327 \text{ kWh}$
 - $G 75\% \quad 1,53 \text{ kW} \cdot 22 \text{ gg.} \cdot 15 \text{ h} = 506 \text{ kWh}$
 - $G 50\% \quad 1,23 \text{ kW} \cdot 44 \text{ gg.} \cdot 15 \text{ h} = 814 \text{ kWh}$
 - $G 30\% \quad 1,09 \text{ kW} \cdot 153 \text{ gg.} \cdot 15 \text{ h} = 2.501 \text{ kWh}$
- Totale = 327 + 506 + 814 + 2.501 = 4.148 kWh**

Costo annuo totale = 4.148 kWh · 0,2 € = 830 €

Costo annuo/alloggio = 830 / 100 = 8,30 €

1° caso ($\Delta T = 10$) – ΔP variabile da H_s a $H_s/2$

Diagrammi di lavoro pompa:



Portata 100%

- $G = G_{MAX} \cdot 1,00 = 60 \text{ m}^3/\text{h}$
- $H = 8 \text{ m c.a.}$
- $P = 1,98 \text{ kW}$

Portata 75%

- $G = G_{MAX} \cdot 0,75 = 45 \text{ m}^3/\text{h}$
- $H = 7 \text{ m c.a.}$
- $P = 1,34 \text{ kW}$

Portata 50%

- $G = G_{MAX} \cdot 0,50 = 30 \text{ m}^3/\text{h}$
- $H = 6 \text{ m c.a.}$
- $P = 0,93 \text{ kW}$

Portata 30%

- $G = G_{MAX} \cdot 0,30 = 18 \text{ m}^3/\text{h}$
- $H = 5,20 \text{ m c.a.}$
- $P = 0,71 \text{ kW}$

Consumo annuo

- $G \text{ 100\% } \quad 1,98 \text{ kW} \cdot 11 \text{ gg.} \cdot 15 \text{ h} = 327 \text{ kWh}$
- $G \text{ 75\% } \quad 1,36 \text{ kW} \cdot 22 \text{ gg.} \cdot 15 \text{ h} = 442 \text{ kWh}$
- $G \text{ 50\% } \quad 0,93 \text{ kW} \cdot 44 \text{ gg.} \cdot 15 \text{ h} = 611 \text{ kWh}$
- $G \text{ 30\% } \quad 0,71 \text{ kW} \cdot 153 \text{ gg.} \cdot 15 \text{ h} = 1.626 \text{ kWh}$

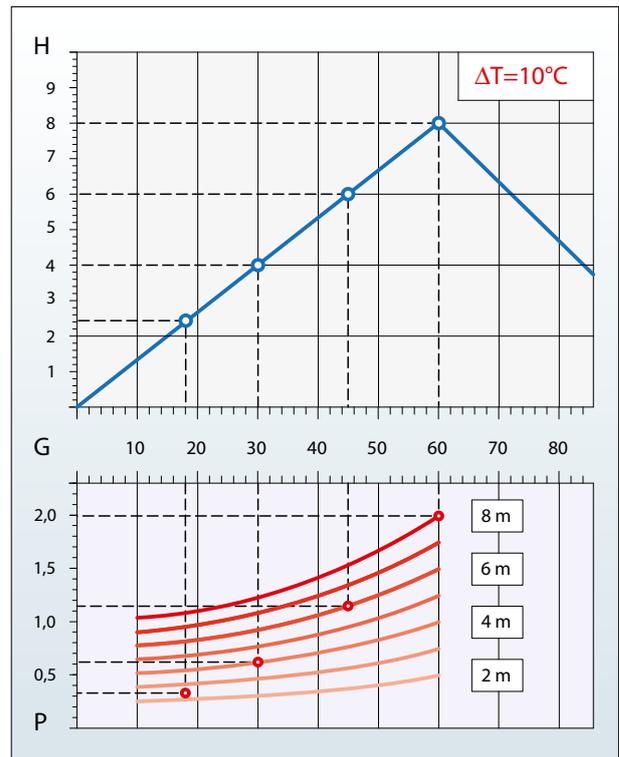
Totale = 327 + 450 + 611 + 1.626 = **3.006 kWh**

Costo annuo totale = 3.013 kWh · 0,2 € = **601 €**

Costo annuo/alloggio = 603 / 100 = **6.01 €**

1° caso ($\Delta T = 10$) – ΔP variabile da H_s a zero

Diagrammi di lavoro pompa:



Portata 100%

- $G = G_{MAX} \cdot 1,00 = 60 \text{ m}^3/\text{h}$
- $H = 8 \text{ m c.a.}$
- $P = 1,98 \text{ kW}$

Portata 75%

- $G = G_{MAX} \cdot 0,75 = 45 \text{ m}^3/\text{h}$
- $H = 6 \text{ m c.a.}$
- $P = 1,16 \text{ kW}$

Portata 50%

- $G = G_{MAX} \cdot 0,50 = 30 \text{ m}^3/\text{h}$
- $H = 4 \text{ m c.a.}$
- $P = 0,62 \text{ kW}$

Portata 30%

- $G = G_{MAX} \cdot 0,30 = 18 \text{ m}^3/\text{h}$
- $H = 2,40 \text{ m c.a.}$
- $P = 0,33 \text{ kW}$

Consumo annuo

- $G \text{ 100\% } \quad 1,98 \text{ kW} \cdot 11 \text{ gg.} \cdot 15 \text{ h} = 327 \text{ kWh}$
- $G \text{ 75\% } \quad 1,16 \text{ kW} \cdot 22 \text{ gg.} \cdot 15 \text{ h} = 382 \text{ kWh}$
- $G \text{ 50\% } \quad 0,62 \text{ kW} \cdot 44 \text{ gg.} \cdot 15 \text{ h} = 407 \text{ kWh}$
- $G \text{ 30\% } \quad 0,33 \text{ kW} \cdot 153 \text{ gg.} \cdot 15 \text{ h} = 750 \text{ kWh}$

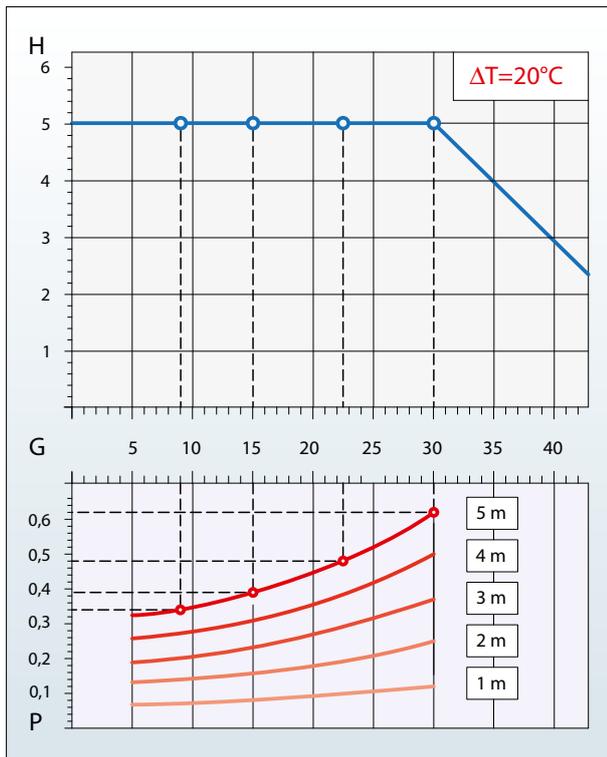
Totale = 327 + 385 + 407 + 750 = **1.867 kWh**

Costo annuo totale = 1.867 kWh · 0,2 € = **373 €**

Costo annuo/alloggio = 373 / 100 = **3,73 €**

2° caso ($\Delta T = 20$) – ΔP costante

Diagrammi di lavoro pompa:



Portata 100%

- $G = G_{MAX} \cdot 1,00 = 30 \text{ m}^3/\text{h}$
- $H = 5 \text{ m c.a.}$
- $P = 0,62 \text{ kW}$

Portata 75%

- $G = G_{MAX} \cdot 0,75 = 22,5 \text{ m}^3/\text{h}$
- $H = 5 \text{ m c.a.}$
- $P = 0,49 \text{ kW}$

Portata 50%

- $G = G_{MAX} \cdot 0,50 = 15 \text{ m}^3/\text{h}$
- $H = 5 \text{ m c.a.}$
- $P = 0,39 \text{ kW}$

Portata 30%

- $G = G_{MAX} \cdot 0,30 = 9 \text{ m}^3/\text{h}$
- $H = 5 \text{ m c.a.}$
- $P = 0,34 \text{ kW}$

Consumo annuo

- $G \text{ 100\% } \quad 0,62 \text{ kW} \cdot 11 \text{ gg.} \cdot 15 \text{ h} = 102 \text{ kWh}$
- $G \text{ 75\% } \quad 0,49 \text{ kW} \cdot 22 \text{ gg.} \cdot 15 \text{ h} = 161 \text{ kWh}$
- $G \text{ 50\% } \quad 0,39 \text{ kW} \cdot 44 \text{ gg.} \cdot 15 \text{ h} = 254 \text{ kWh}$
- $G \text{ 30\% } \quad 0,34 \text{ kW} \cdot 153 \text{ gg.} \cdot 15 \text{ h} = 782 \text{ kWh}$

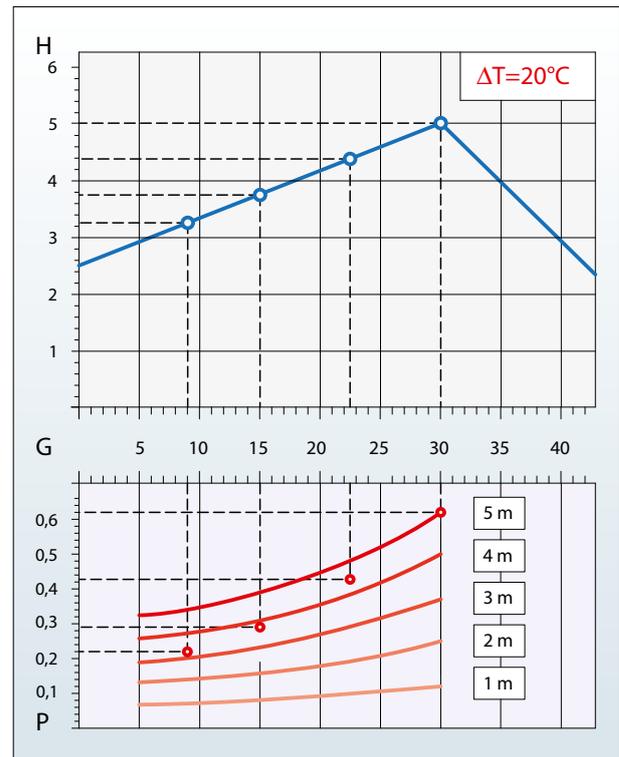
Totale = 102 + 161 + 254 + 782 = **1.299 kWh**

Costo annuo totale = 1.299 kWh · 0,2 € = **260 €**

Costo annuo/alloggio = 260 / 100 = **2,60 €**

2° caso ($\Delta T = 20$) – ΔP variabile da H_s a $H_s/2$

Diagrammi di lavoro pompa:



Portata 100%

- $G = G_{MAX} \cdot 1,00 = 30 \text{ m}^3/\text{h}$
- $H = 5 \text{ m c.a.}$
- $P = 0,62 \text{ kW}$

Portata 75%

- $G = G_{MAX} \cdot 0,75 = 22,5 \text{ m}^3/\text{h}$
- $H = 4,38 \text{ m c.a.}$
- $P = 0,43 \text{ kW}$

Portata 50%

- $G = G_{MAX} \cdot 0,50 = 15 \text{ m}^3/\text{h}$
- $H = 3,75 \text{ m c.a.}$
- $P = 0,29 \text{ kW}$

Portata 30%

- $G = G_{MAX} \cdot 0,30 = 9 \text{ m}^3/\text{h}$
- $H = 3,25 \text{ m c.a.}$
- $P = 0,22 \text{ kW}$

Consumo annuo

- $G \text{ 100\% } \quad 0,62 \text{ kW} \cdot 11 \text{ gg.} \cdot 15 \text{ h} = 102 \text{ kWh}$
- $G \text{ 75\% } \quad 0,43 \text{ kW} \cdot 22 \text{ gg.} \cdot 15 \text{ h} = 141 \text{ kWh}$
- $G \text{ 50\% } \quad 0,29 \text{ kW} \cdot 44 \text{ gg.} \cdot 15 \text{ h} = 191 \text{ kWh}$
- $G \text{ 30\% } \quad 0,22 \text{ kW} \cdot 153 \text{ gg.} \cdot 15 \text{ h} = 508 \text{ kWh}$

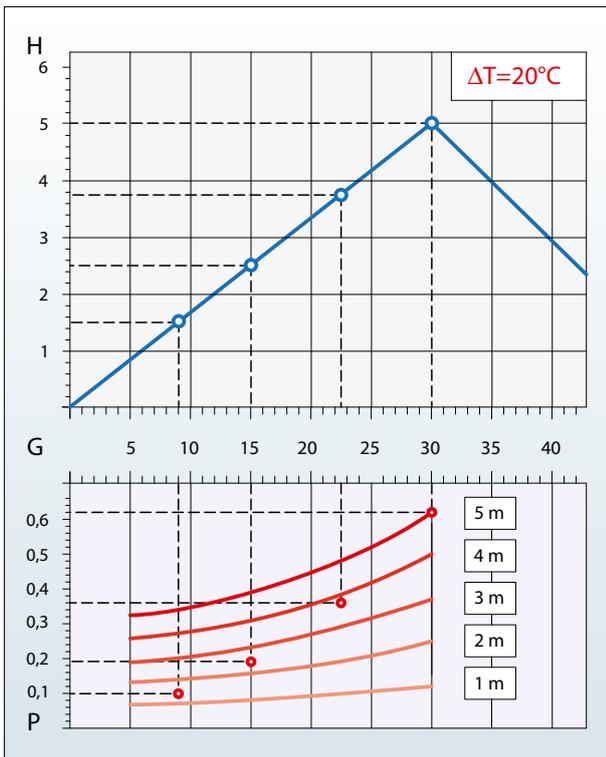
Totale = 102 + 141 + 191 + 508 = **942 kWh**

Costo annuo totale = 942 kWh · 0,2 € = **188 €**

Costo annuo/alloggio = 188 / 100 = **1,88 €**

2° caso ($\Delta T = 20$) – ΔP variabile da Hs a zero

Diagrammi di lavoro pompa:



Portata 100%

- $G = G_{MAX} \cdot 1,00 = 30 \text{ m}^3/\text{h}$
- $H = 5 \text{ m c.a.}$
- $P = 0,62 \text{ kW}$

Portata 75%

- $G = G_{MAX} \cdot 0,75 = 22,5 \text{ m}^3/\text{h}$
- $H = 3,75 \text{ m c.a.}$
- $P = 0,36 \text{ kW}$

Portata 50%

- $G = G_{MAX} \cdot 0,50 = 15 \text{ m}^3/\text{h}$
- $H = 2,5 \text{ m c.a.}$
- $P = 0,19 \text{ kW}$

Portata 30%

- $G = G_{MAX} \cdot 0,30 = 9 \text{ m}^3/\text{h}$
- $H = 1,5 \text{ m c.a.}$
- $P = 0,10 \text{ kW}$

Consumo annuo

- G 100% $0,62 \text{ kW} \cdot 11 \text{ gg} \cdot 15 \text{ h} = 102 \text{ kWh}$
- G 75% $0,36 \text{ kW} \cdot 22 \text{ gg} \cdot 15 \text{ h} = 120 \text{ kWh}$
- G 50% $0,19 \text{ kW} \cdot 44 \text{ gg} \cdot 15 \text{ h} = 127 \text{ kWh}$
- G 30% $0,10 \text{ kW} \cdot 153 \text{ gg} \cdot 15 \text{ h} = 235 \text{ kWh}$

Totale = $102 + 120 + 127 + 235 = 584 \text{ kWh}$

Costo annuo totale = $584 \text{ kWh} \cdot 0,2 \text{ €} = 117 \text{ €}$

Costo annuo/alloggio = $117 / 100 = 1,17 \text{ €}$

Esercizio 2

Stimare consumi e costi di gestione annuali della pompa che serviva il vecchio impianto dell'es. 1, considerando:

- $G = 60 \text{ m}^3/\text{h}$ (portata massima)
- $H = 8 \text{ m c.a.}$ (prevalenza massima)
- $\eta = 0,60$ (rendimento vecchia pompa)

Stimare, inoltre, i consumi e i costi di cui sopra con incrementi della portata teorica del 20 e 40%. Serve a tener conto del fatto che i vecchi impianti, per poter funzionare correttamente (ved. Idraulica 44 e 52) lavorano con portate sensibilmente superiori a quelle teoriche.

Soluzione

Si determinano le potenze della pompa con la formula:

$$P = G \cdot H / 367 \cdot \eta$$

Portata teorica

$$P = G \cdot H / 367 \cdot \eta = 60 \cdot 8 / 367 \cdot 0,60 = 2,18 \text{ kW}$$

Consumo annuo totale = $2,18 \cdot 15 \cdot 230 = 7.520 \text{ kWh}$

Costo annuo totale = $7.520 \text{ kWh} \cdot 0,2 \text{ €} = 1.504 \text{ €}$

Costo annuo/alloggio = $1.504 / 100 = 15,04 \text{ €}$

Incremento portata = 20%

In base alle formule sotto riportate, si ottiene:

$$n_x / n = Q_x / Q = 1,2 \cdot Q / Q = 1,2$$

$$P_x = (n_x / n)^3 \cdot P = 1,2^3 \cdot 2,18 = 3,77 \text{ kW}$$

Consumo annuo totale = $3,77 \cdot 15 \cdot 230 = 12.995 \text{ kWh}$

Costo annuo totale = $12.995 \text{ kWh} \cdot 0,2 \text{ €} = 2.600 \text{ €}$

Costo annuo/alloggio = $2.600 / 100 = 26,00 \text{ €}$

Incremento portata = 40%

In base alle formule sotto riportate, si ottiene:

$$n_x / n = Q_x / Q = 1,4 \cdot Q / Q = 1,4$$

$$P_x = (n_x / n)^3 \cdot P = 1,4^3 \cdot 2,18 = 5,98 \text{ kW}$$

Consumo annuo totale = $5,98 \cdot 15 \cdot 230 = 20.636 \text{ kWh}$

Costo annuo totale = $20.636 \text{ kWh} \cdot 0,2 \text{ €} = 4.127 \text{ €}$

Costo annuo/alloggio = $4.127 / 100 = 41,27 \text{ €}$

Variatione condizioni funzionamento di una pompa

Per passare da una condizione di funzionamento della pompa ad un'altra valgono le seguenti relazioni:

- la potenza varia proporzionalmente al numero di giri;
- la pressione di mandata varia proporzionalmente al quadrato del numero di giri;
- la potenza richiesta varia proporzionalmente al cubo del numero di giri.

da cui è possibile ottenere le seguenti formule:

$$Q_x = (n_x / n) \cdot Q$$

$$H_x = (n_x / n)^2 \cdot H$$

$$P_x = (n_x / n)^3 \cdot P$$

Formule che consentono di calcolare le potenze richieste al variare delle portate o delle prevalenze della pompa.

Riassunto dati esempi svolti

Dagli esempi svolti, risultano i seguenti costi (annui e per ogni alloggio) di gestione delle pompe:

Impianto esistente

- 15,04 €** con funzionamento a portata costante e senza incremento della portata teorica
- 26,00 €** con funzionamento a portata costante e incremento della portata teorica del 20%
- 41,27 €** con funzionamento a portata costante e incremento della portata teorica del 40%

Impianto riqualificato con VTS: $\Delta T = 10^\circ\text{C}$

- 8,30 €** con funzionamento a portata variabile e regolazione a ΔP costante
- 6,01 €** con funzionamento a portata variabile e regolazione a ΔP variabile da H_s a $H_s/2$
- 3,73 €** con funzionamento a portata variabile e regolazione a ΔP variabile da H_s a zero

Impianto riqualificato con VTS: $\Delta T = 20^\circ\text{C}$

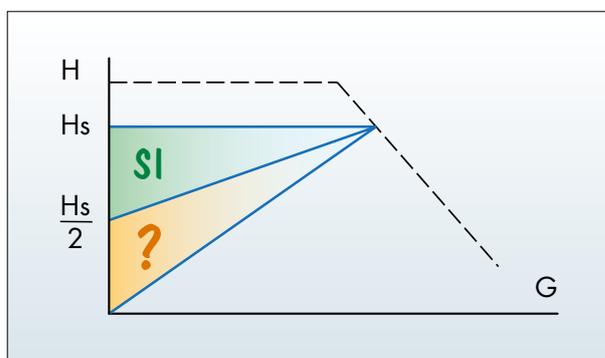
- 2,60 €** con funzionamento a portata variabile e regolazione a ΔP costante
- 1,88 €** con funzionamento a portata variabile e regolazione a ΔP variabile da H_s a $H_s/2$
- 1,17 €** con funzionamento a portata variabile e regolazione a ΔP variabile da H_s a zero

Considerazioni

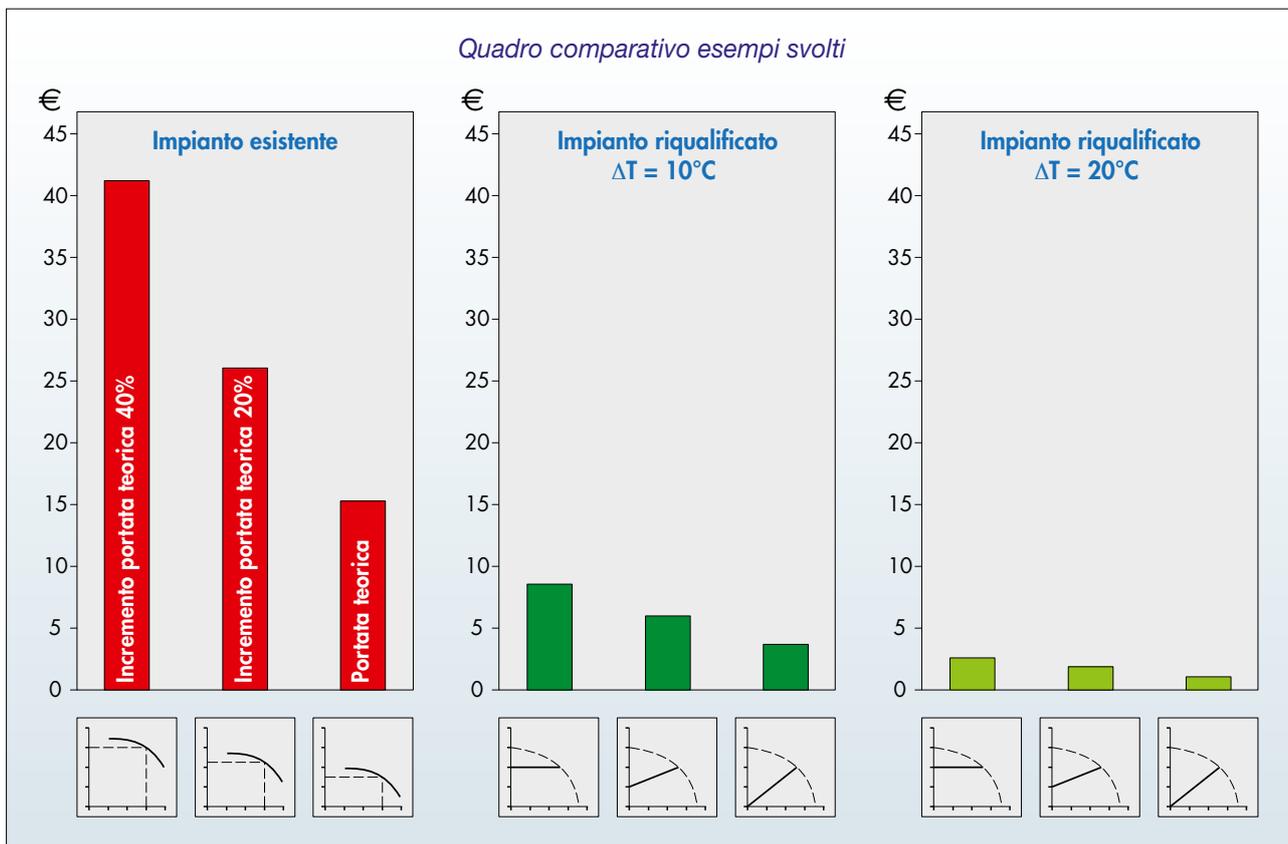
Dai costi di gestione evidenziati possiamo dedurre che:

1. sono ottenibili **forti risparmi** riqualificando con VTS i vecchi impianti a valvole manuali;
2. sono ottenibili **risparmi sensibili** riqualificando gli impianti con $\Delta T = 20^\circ\text{C}$ invece che con $\Delta T = 10^\circ\text{C}$;
3. si possono ottenere **risparmi molto limitati** incrementando la pendenza delle curve di regolazione delle pompe.

Possiamo quindi dedurre che (specie in impianti con geometria poco nota) **non conviene forzare troppo la pendenza della curva di regolazione**. Con una tale operazione si possono, infatti, ottenere risparmi di gestione praticamente trascurabili, ma (con basse portate) si corre il rischio di non poter alimentare adeguatamente i radiatori delle colonne più sfavorite. **Ed è per questo che generalmente è consigliabile evitare pendenze con pressioni minime inferiori alla metà di quella massima.**



Quadro comparativo esempi svolti

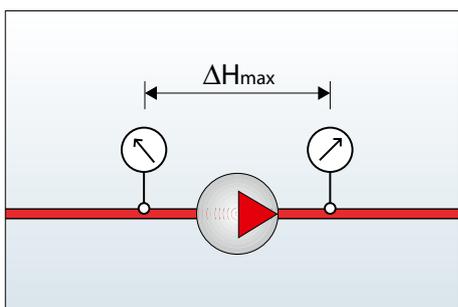


ALTRI ASPETTI DA CONSIDERARE

Per poter garantire il corretto funzionamento delle pompe vanno considerati anche i seguenti aspetti:

REGOLAZIONE DELLE POMPE

Non è facile determinare la giusta prevalenza massima in base a cui vanno regolate le pompe, in quanto generalmente sussistono sensibili differenze fra la teoria e quanto in pratica realizzato.

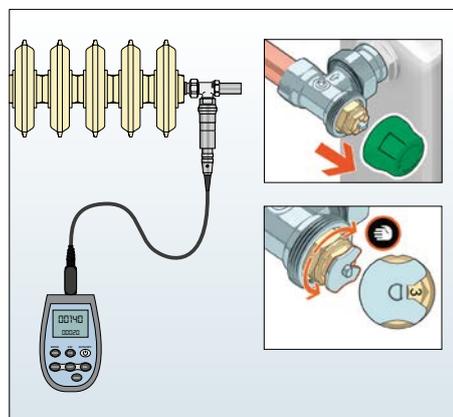


La difficoltà crescono ulteriormente nei casi di riqualificazione, specie se non si conosce, o si conosce solo in parte, la geometria dell'impianto.

Fino a pochi anni fa, queste indeterminazioni (per essere sicuri di poter far fronte alle perdite di carico dell'impianto) portavano a regolare le pompe con prevalenze superiori del 30÷40% rispetto a quelle effettivamente necessarie.

Di conseguenza le pompe così regolate funzionavano, e funzionano tuttora, con costi di gestione, molto più elevati di quelli richiesti.

Da alcuni anni è però possibile (ved. Idraulica 51 e 52) evitare tali sprechi utilizzando valvole di tipo *Dynamical* con kit di supporto in grado di consentire la misura dei loro ΔP di lavoro.



Col kit è possibile dapprima misurare il ΔP di lavoro della valvola più sfavorita (in genere la più lontana) e poi regolare la prevalenza della pompa in modo da far lavorare la valvola col ΔP minimo richiesto.

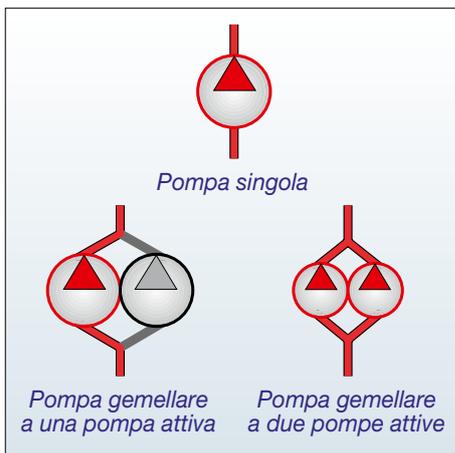
Con simile regolazione sussiste la certezza che tutte le altre valvole dell'impianto lavorano con il ΔP minimo richiesto e che pertanto sono in grado di minimizzare sia i costi di gestione delle pompe sia l'insorgere di pressioni in rete troppo elevate.



DIMENSIONAMENTO DELLE POMPE

Va effettuato in base alle portate e prevalenze di calcolo (ved. pag 18). Le pompe devono essere scelte evitando sia, per ovvi motivi, i sottodimensionamenti sia i sovradimensionamenti in quanto fanno lavorare le pompa in zone a bassa efficienza.

In base alle esigenze o meno di continuità del servizio, possono essere utilizzate pompe singole o gemellari:



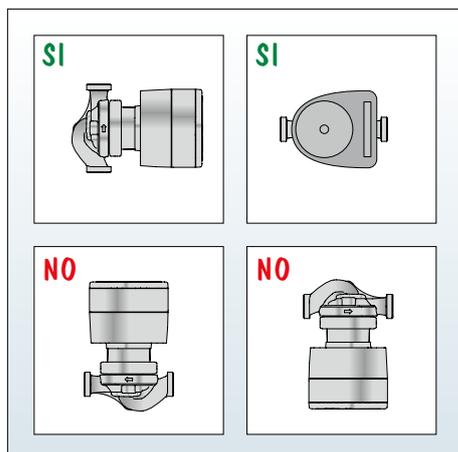
Le singole (le meno costose) possono essere utilizzate in impianti che non temono in modo particolare possibili interruzioni del riscaldamento.

Le gemellari a una pompa attiva (le più costose) consentono, anche in caso di rottura di una pompa, il regolare funzionamento dell'impianto;

Le gemellari a due pompe attive possono essere un buon compromesso tra i costi e le prestazioni di cui sopra, perché, anche in caso di rottura di una pompa evitano il blocco totale dell'impianto.

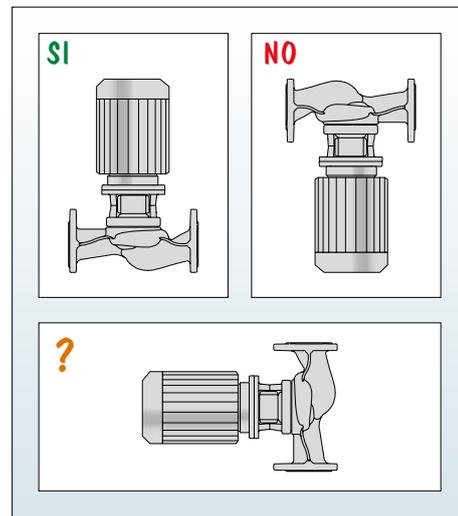
INSTALLAZIONE

I circolatori devono essere installati su tubi orizzontali o verticali con l'albero motore disposto in posizione orizzontale.



Le pompe con potenze inferiori a 10÷12 kW (ved. comunque le prescrizioni dei Costruttori) possono essere installate su tubi sia orizzontali che verticali. Le pompe, invece, con potenze superiori possono essere installate solo su tubi orizzontali e con motore verticale.

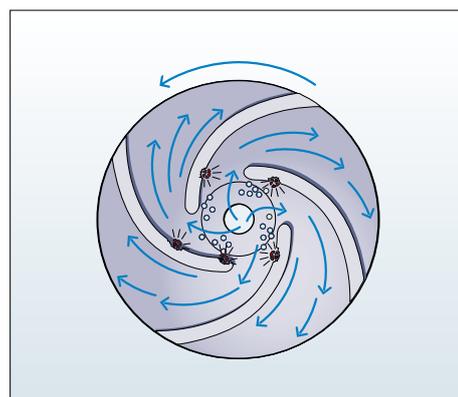
I motori non devono essere rivolti verso il basso.



CAVITAZIONE

Come sappiamo le pompe sono esposte ai pericoli della cavitazione.

Questo fenomeno si manifesta quando, nella zona di aspirazione della pompa, la pressione del fluido scende al di sotto del suo punto di pressione saturo, cioè del suo punto di ebollizione. Al verificarsi di tale condizione, si formano in continuo bolle e microbolle d'aria che collassano, implodendo nel liquido.



Il tutto avviene in modo molto rapido e provoca gravi anomalie di funzionamento della pompa con forti rumori, vibrazioni e danni alla girante e al corpo pompa. Negli impianti di riscaldamento la cavitazione si verifica soprattutto quando la pompa richiede una prevalenza elevata e l'impianto ha basso carico statico.



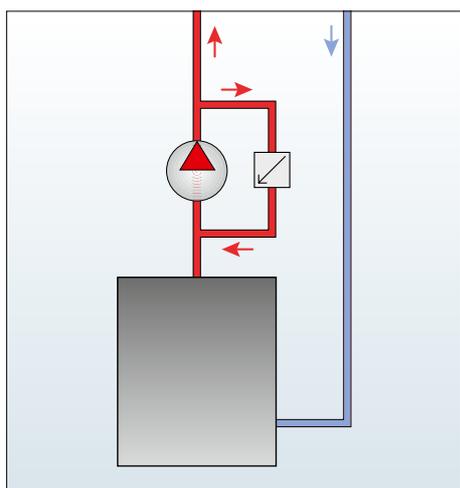
Per evitare tale pericolo è necessario garantire un valore minimo di pressione all'ingresso della pompa: valore individuato da un apposito indice: l'**NPSH** (*Net Positive Suction Head*) che dipende dal tipo di pompa e dalle condizioni di funzionamento, e soprattutto dalla temperatura del fluido e dalla pressione atmosferica.

In merito generalmente i Produttori danno il valore dell'indice **NPSH** in relazione alle portate della pompa. Va comunque verificato se tali valori sono riferiti alle condizioni di funzionamento dell'impianto oppure se si deve tener conto di appositi parametri correttivi in merito.

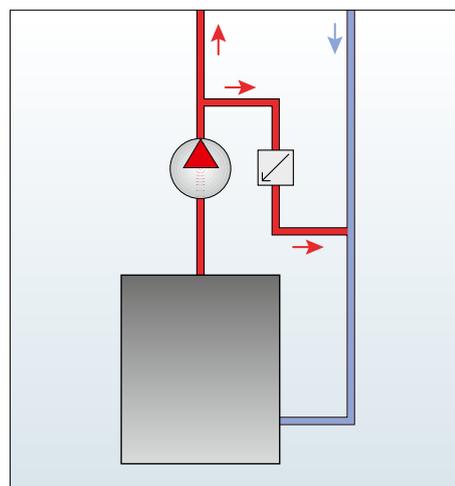
BY-PASS

Sono necessari quando è richiesta una portata minima per garantire il corretto funzionamento della pompa.

A tal fine è consigliabile by-passare direttamente la pompa e regolare la portata del by-pass con un *autoflow* avente portata nominale uguale a quella minima richiesta.



Non è consigliabile, invece, realizzare by-pass con un collegamento diretto fra l'andata e il ritorno dell'impianto, in quanto comporterebbero un innalzamento della temperatura di ritorno e, quindi, una minor resa delle caldaie a condensazione.

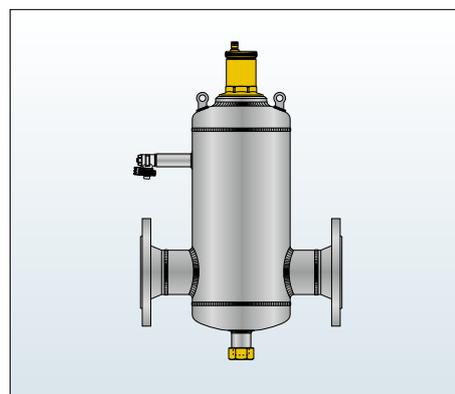


ELIMINAZIONE DELL'ARIA

Per quanto riguarda le pompe, l'aria presente negli impianti può provocare due problemi:

- il primo è dovuto alla possibilità che si formino sacche d'aria sul lato di aspirazione delle pompe, con conseguente minor resa e maggior usura delle pompe stesse;
- il secondo è invece dovuto al fatto che l'ossigeno, presente nell'aria, si lega a qualsiasi materiale di ferro, formando ossidi che possono comportare, oltre alla minor resa, anche il blocco e "la bruciatura" delle pompe.

Come già considerato in merito (ved. Idraulica 37 e 45) tali problemi possono essere risolti eliminando non solo le bolle ma anche le microbolle d'aria. A tal fine possono essere utilizzati appositi disaeratori: componenti costituiti essenzialmente da una rete disposta a raggiera e da una valvola di sfogo aria.



La rete crea moti vorticosi che favoriscono la liberazione delle microbolle e la loro fusione in bolle eliminabili dalla valvola di sfogo aria.

I disaeratori fanno funzionare gli impianti con acqua impoverita d'aria e pertanto in grado di assorbire, e poi eliminare, le bolle d'aria annidate nelle zone critiche degli impianti.

IMPURITÀ, INCROSTAZIONI E PRODOTTI DI CORROSIONE

Le pompe sono prodotti di precisione con elementi in costante movimento. Ed è, per queste loro caratteristiche, che possono essere facilmente messe in crisi dalle impurità, incrostazioni e prodotti di corrosione normalmente presenti nell'acqua dell'impianto.

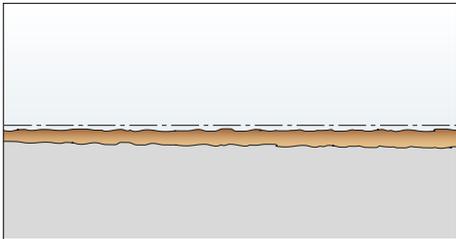
Tali sostanze comportano, infatti, un notevole incremento degli attriti interni e quindi possono causare sia il blocco, sia la "bruciatura", delle pompe stesse: pericoli che sono ancora più temibili con i nuovi circolatori perché hanno dimensioni più ridotte e funzionano con velocità più elevate.

Pertanto, oltre a pulire accuratamente l'impianto prima del suo avvio e a "caricarlo" con acqua idoneamente trattata, bisogna cercare di limitare il più possibile i fenomeni di corrosione dell'impianto.

Questi i principali:

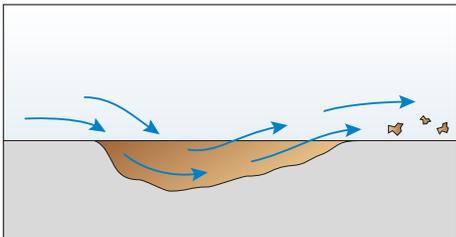
Corrosione uniforme

Si verifica in varie forme che vanno dagli attacchi uniformi su ampie zone di superficie a gravi attacchi locali. È il tipo di corrosione che cede al fluido la maggior quantità di metallo ossidato.



Corrosione ed erosione

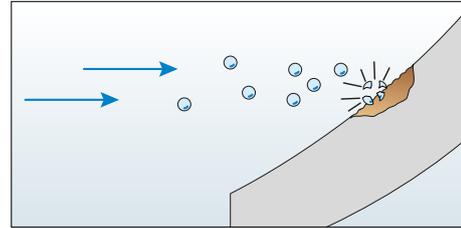
La corrosione di una superficie metallica può essere accelerata dall'erosione (cioè dall'asportazione puramente meccanica del metallo) causata dal flusso del fluido. Le zone più esposte a questo pericolo sono quelle ad elevata velocità e forte turbolenza.



Corrosione da cavitazione

È una forma particolare di corrosione causata, come abbiamo già visto, dall'implosione di bolle in

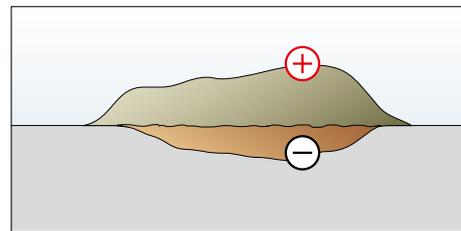
prossimità delle superfici metalliche: implosione che produce onde di pressione in grado di provocare forti erosioni localizzate.



Corrosioni per aerazione differenziale

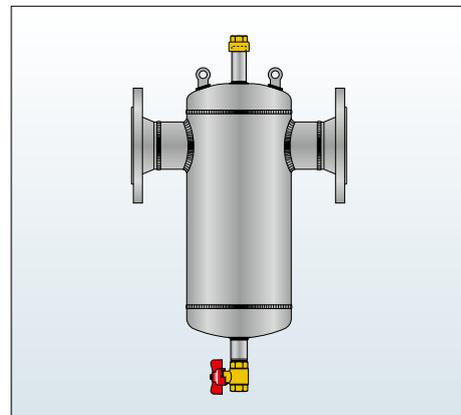
Questa corrosione (detta anche corrosione sotto depositi) si verifica in zone dove le velocità di scorrimento del fluido sono molto basse e, quindi, dove possono formarsi depositi di sporco.

L'azione corrosiva è dovuta al fatto che, in presenza di acqua, un deposito di sporco, su una superficie metallica, forma due strati (acqua/sporco e sporco/metallo) con diverso tenore di ossigeno: situazione questa che attiva, fra i due strati, pile localizzate in grado di corrodere la superficie metallica.



Defangatori

Va ben considerato che, negli impianti di riscaldamento, è praticamente inevitabile che si formino residui solidi di corrosione. Pertanto è bene prevedere l'uso di defangatori magnetici (ved Idrraulica 45).



È così possibile, fin dal primo funzionamento, mantenere l'acqua sufficientemente "pulita" e rendere più facili gli interventi di manutenzione ordinaria.

OPERAZIONI RICHIESTE PER LA CORRETTA

SCelta ED INSTALLAZIONE DELLE POMPE

Possono essere così riassunte:

Determinazione della portata

Negli impianti nuovi si calcola in base alla potenza termica richiesta e al salto termico di progetto.

Negli impianti riqualificati si può invece determinare in base alla potenza termica totale emessa dai radiatori e al salto termico di riqualificazione.

Determinazione della prevalenza

Negli impianti nuovi si calcola come somma delle perdite di carico (PdC) richieste per servire il radiatore più sfavorito.

Negli impianti riqualificati si può invece determinare con formule empiriche del tipo:

Formula valida per impianti bilanciati con
con valvole *Dynamical*

$$H = PdC_{CT} + PdC_{RETE} + \Delta P_{DYN}$$

Formula valida per impianti bilanciati con
regolatori di ΔP e valvole *partner*

$$H = PdC_{CT} + PdC_{RETE} + PdC_{\Delta P} + \Delta P_{VAL}$$

dove:

H = prevalenza della pompa

PdC_{CT} = PdC componenti CT (centrale termica)

PdC_{RETE} = PdC continue dei tubi che collegano la CT al radiatore più sfavorito

ΔP_{DYN} = pressione minima richiesta della *Dynamical* più sfavorita

PdC _{ΔP} = PdC regolatori esterni di ΔP

ΔP_{VAL} = pressione minima richiesta dalla VTS più sfavorita

Le PdC della rete si possono determinare con la formula:

$$PdC_{RETE} = L \cdot r \cdot 1,3$$

dove:

L = lunghezza tubi fra CT e valvola più sfavorita

r = valore delle perdite di carico lineari costanti, generalmente variabile da 10 a 20 mm c.a./m

1,3 = fattore di correzione per PdC localizzate

Scelta ed installazione delle pompe

Come già accennato, la scelta delle pompe deve essere effettuata (1) in base alle portate e prevalenze massime previste, (2) senza superdimensionamenti, (3) in relazione alla continuità o meno del servizio che si intende garantire.

Le pompe inoltre devono essere poste in opera in posizioni che rispettano le prescrizioni dei Costruttori e che consentono un adeguato raffreddamento dei loro motori e delle centraline elettroniche.

Taratura delle valvole di regolazione

Negli impianti con regolatori esterni di ΔP si deve (in base alle indicazioni di progetto) provvedere alla taratura sia dei regolatori sia delle VTS prerogolabili dei radiatori.

Negli impianti con VTS di tipo *Dynamical*, si deve invece provvedere solo alla taratura di queste valvole.

Regolazione della pompa

Come già visto non è consigliabile (specie in impianti riqualificati) forzare troppo il calo delle pressioni al diminuire della portata, c'è infatti il rischio che alcuni radiatori rimangano freddi.

Va anche considerato che eventuali interventi di adeguamento della curva di regolazione comportano costi che, in relazione dell'esiguità dei risparmi ottenibili (ved. pag 17), sono ammortizzabili solo dopo non pochi anni di esercizio dell'impianto.

Pulizia dell'impianto

A lavori ultimati l'impianto deve essere pulito con una o più risciacquature e, se necessario, col supporto di appositi additivi per facilitare la rimozione delle varie impurità, incrostazioni calcaree e ossidi di ferro.

Attivazione delle pompe

In fase d'avvio dell'impianto, deve essere attentamente verificata la pressione di carico, in quanto una pressione non sufficiente può causare fenomeni di cavitazione e far entrare aria nell'impianto.

Deve essere, inoltre, evitata la marcia a secco: situazione che si verifica quando sono presenti sacche d'aria nella camera del rotore e che può danneggiare seriamente la pompa, in quanto gli elementi rotativi non sono correttamente raffreddati né lubrificati.

LE RETI DI RICIRCOLO

Ingg. Mattia Tomasoni e Alessia Soldarini

In un sistema di produzione centralizzato, l'acqua calda sanitaria (ACS) raggiunge le utenze grazie ad una rete di distribuzione dedicata. Per sua natura, **la richiesta di ACS è discontinua e variabile** in base alla tipologia di edificio ed alle abitudini degli utenti. Questo, unitamente all'estensione fisica della rete che in alcuni casi può raggiungere tratti di decine di metri, può comportare il raffreddamento dell'acqua contenuta all'interno delle tubazioni. Tale situazione, oltre a provocare un calo del comfort nell'erogazione dell'ACS, può causare gravi problemi dal punto di vista sanitario, consentendo la proliferazione di batteri come la Legionella.

Per prevenire queste problematiche vi sono essenzialmente due metodi:

1. **utilizzare cavi scaldanti** per mantenere la temperatura desiderata all'interno delle adduzioni di ACS;
2. **dotare l'impianto di una rete di ricircolo** dell'ACS.

L'**utilizzo dei cavi scaldanti**, per ragioni essenzialmente legate ai consumi elettrici associati e alla difficoltà di ramificare il sistema, è limitato a piccole applicazioni o ai tratti terminali delle reti.

La **rete di ricircolo** è, invece, il sistema più utilizzato perchè consente di:

- **erogare l'acqua calda a tutti i rubinetti alla temperatura di progetto** entro un tempo massimo;
- **evitare sprechi di acqua** dovuta allo scarto di quella raffreddata contenuta nella tubazione;
- **mantenere l'acqua in continuo movimento**, evitando la stagnazione e contrastando la formazione di biofilm all'interno delle tubazioni;
- **evitare la proliferazione batterica della Legionella**;
- **evitare sprechi di acqua** dovuta allo scarto di quella raffreddata contenuta.

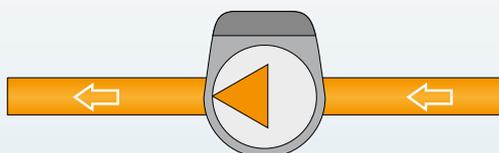
Per queste ragioni, in questo articolo analizzeremo le reti di ricircolo richiamandone brevemente le tipologie principali ed i metodi per un corretto dimensionamento e bilanciamento. Prenderemo poi in considerazione le principali strategie di gestione delle reti. Infine, ci soffermeremo sulle dispersioni energetiche connesse a questi sistemi, analizzando i parametri attraverso i quali possono essere minimizzate.

I vantaggi nell'utilizzo di una rete di ricircolo per l'ACS

Mantenimento della temperatura corretta dell'ACS

Erogazione di ACS in breve tempo

Nessuno spreco inutile di acqua



Mantenimento dell'acqua in movimento

No proliferazione batterica e formazione di biofilm

Maggior sicurezza igienico-sanitaria nelle strutture a rischio

LE TIPOLOGIE DELLE RETI DI RICIRCOLO

Le reti di ricircolo possono essere suddivise nelle seguenti tipologie, in base al punto dove vengono collegate alla tubazione di adduzione dell'ACS:

- ricircolo all'utenza;
- ricircolo al piano;
- ricircolo alla colonna.

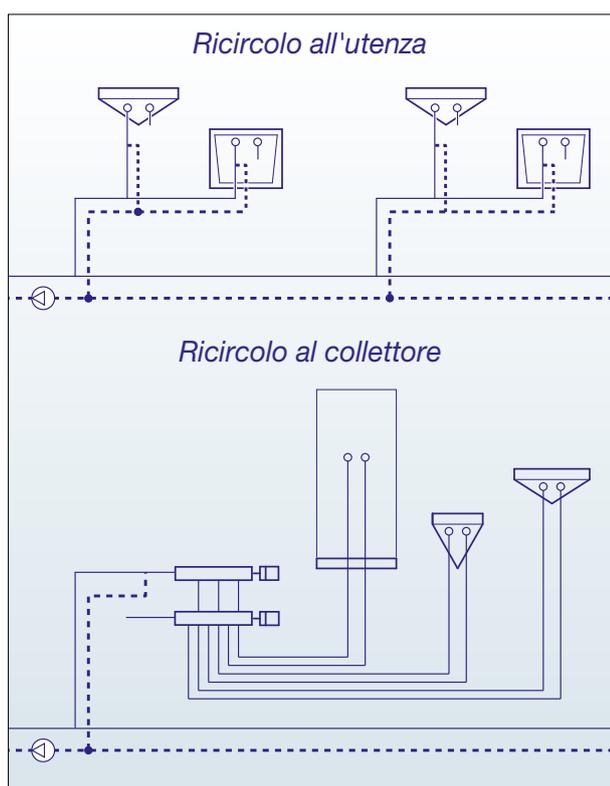
Ricircolo all'utenza o al collettore

È la tipologia di ricircolo più ramificata che **raggiunge direttamente i punti di prelievo delle utenze**.

Tra i vantaggi tale soluzione consente il **maggior comfort possibile** nell'erogazione dell'acqua calda sanitaria e, inoltre, permette di ridurre al minimo i rami della rete di adduzione dell'ACS nei quali non viene mantenuta l'acqua in costante circolazione. Quest'ultimo aspetto è particolarmente importante in tutte quelle strutture dove possono sussistere problemi igienico-sanitari, come ospedali, case di cure e alberghi.

Tuttavia, il ricircolo all'utenza presenta **costi di realizzazione alti** e, nelle reti molto estese, problematiche connesse al corretto bilanciamento delle portate.

Per queste ragioni risulta il sistema più utilizzato nelle **strutture sanitarie, alberghiere** e, per garantire un miglior comfort, nelle **abitazioni private di grandi dimensioni o di pregio**.

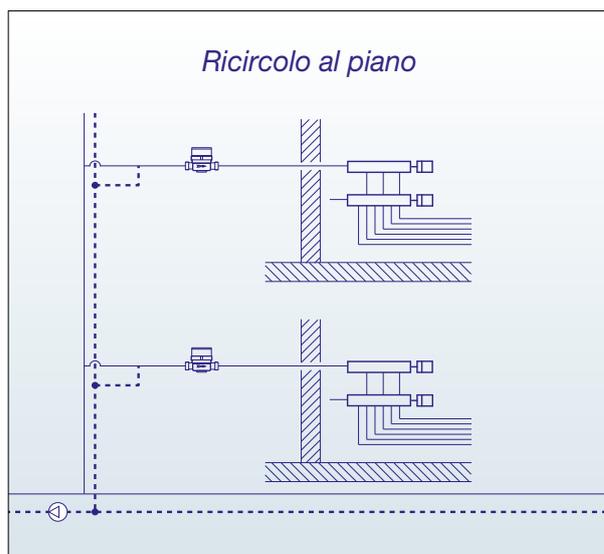


Ricircolo al piano

È la tipologia di ricircolo che **raggiunge le cassette di distribuzione degli alloggi**. Permette di ottenere un **buon livello di comfort** con costi inferiori rispetto alle reti di ricircolo all'utenza.

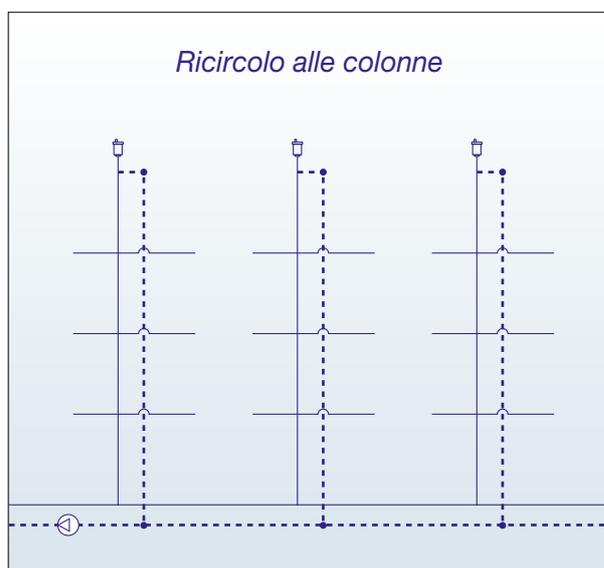
È la soluzione maggiormente utilizzata negli **edifici residenziali** che presentano **distribuzioni prevalentemente orizzontali**.

Sono inoltre le uniche reti di ricircolo che consentono di installare correttamente i contatori di ACS di alloggio.



Ricircolo alle colonne

È la tipologia di ricircolo che **raggiunge le adduzioni in sommità alle colonne montanti negli edifici**. È una soluzione molto diffusa poiché di facile realizzazione. Inoltre permette, con l'inserimento di opportuni dispositivi, il corretto bilanciamento delle portate sulle colonne.



DIMENSIONAMENTO DELLA RETE DI RICIRCOLO

Indipendentemente dalla tipologia della rete di ricircolo, il dimensionamento delle tubazioni deriva da alcuni parametri e scelte progettuali quali:

1. la dispersione termica lineare delle tubazioni;
2. la temperatura di distribuzione dell'ACS;
3. la perdita di carico lineare di progetto;
4. il salto termico di progetto;
5. il tempo di erogazione dell'acqua calda sanitaria.

Dispersione termica lineare delle tubazioni

La dispersione termica lineare delle tubazioni è il **parametro progettuale più importante**, in quanto da esso deriva la potenza termica che deve essere assicurata tramite la rete di ricircolo.

L'energia totale dispersa dalla rete dipende direttamente da questo parametro, pertanto **limitarla il più possibile permette di:**

- **ottimizzare le reti di ricircolo** riducendo i diametri delle tubazioni e le dimensioni dei circolatori;
- **ridurre l'energia dissipata** e di conseguenza i costi collegati al mantenimento in funzione del ricircolo.

La dispersione termica di **tubazioni ben isolate e di nuova installazione**, in genere, si può considerare:

$$Q_{\text{tub}} = 7 \text{ W/m (circa 6 kcal/hm)}$$

Il calcolo rigoroso della dispersione può essere effettuato con formule analitiche oppure il valore può essere derivato da grafici tipo quelli riportati nella pagina a lato.

I parametri che determinano la dispersione termica lineare sono:

- **il diametro delle tubazioni.** Dimensioni più grandi corrispondono a dispersioni termiche più elevate. Per questo motivo bisogna porre maggior attenzione all'isolamento dei rami principali della rete di adduzione.
- **l'isolamento delle tubazioni.** Questo dipende dalla qualità dell'isolante (determinata dalla sua capacità di non disperdere calore) e dal suo spessore. Nei grafici a lato vengono riportati i valori di dispersione termica lineare delle tubazioni al variare dello spessore dell'isolamento, supponendo di utilizzare un materiale di buone caratteristiche tecniche.

Come si può notare, spessori insufficienti o, nei casi peggiori, l'assenza di isolamento determinano valori di dispersione termica lineare ben maggiori rispetto a quelli generalmente assunti nei calcoli di dimensionamento.

- **la temperatura dell'acqua** all'interno della tubazione e **dell'aria** ambiente nel quale è installato il tratto. La temperatura di distribuzione dell'acqua calda sarà trattata in modo specifico in seguito. Per quanto riguarda la temperatura dell'aria ambiente è opportuno che questa sia la più alta possibile; sono quindi da evitare i percorsi di adduzione all'esterno o in ambienti freddi.

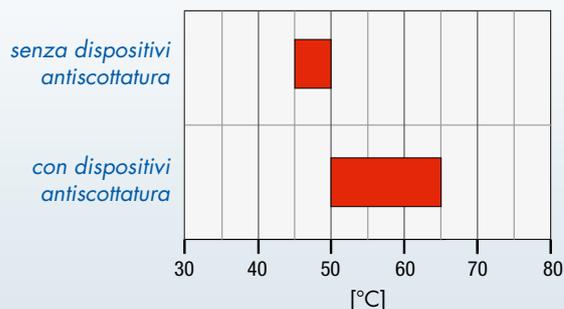
Temperatura di distribuzione dell'ACS

L'ACS deve raggiungere l'utenza con una temperatura di almeno a 43°C per esigenze di comfort.

È opportuno considerare che alcune reti, come ad esempio quelle a servizio degli ospedali e degli alberghi, possono presentare la **necessità di mantenere la temperatura dell'ACS a valori superiori a 50°C** per effettuare una disinfezione termica continua. Per quest'ultima tipologia di impianto è importante:

- valutare attentamente l'isolamento delle reti di adduzione e di ricircolo;
- dotare le utenze di dispositivi antiscottatura.

Temperatura di distribuzione dell'ACS

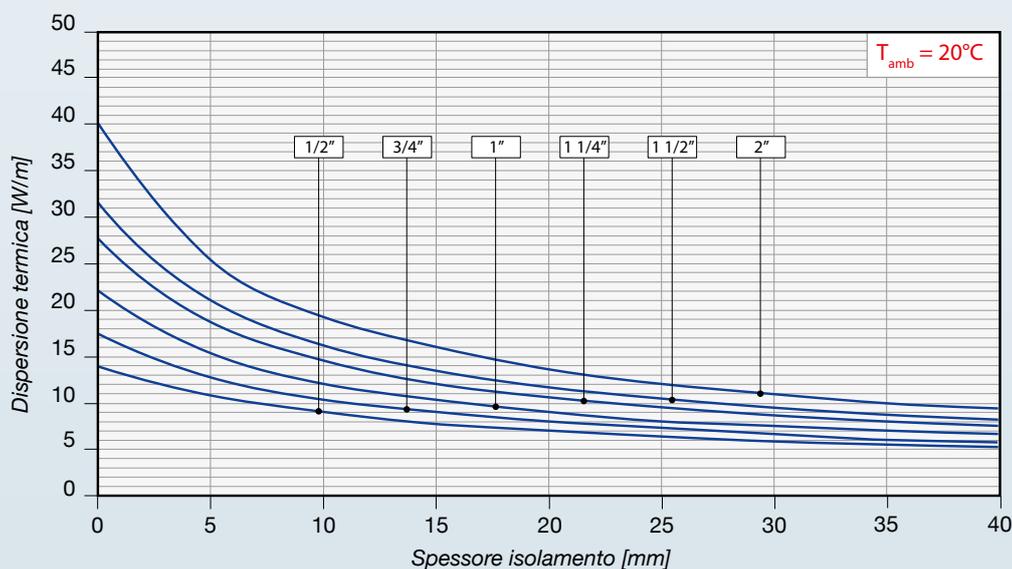
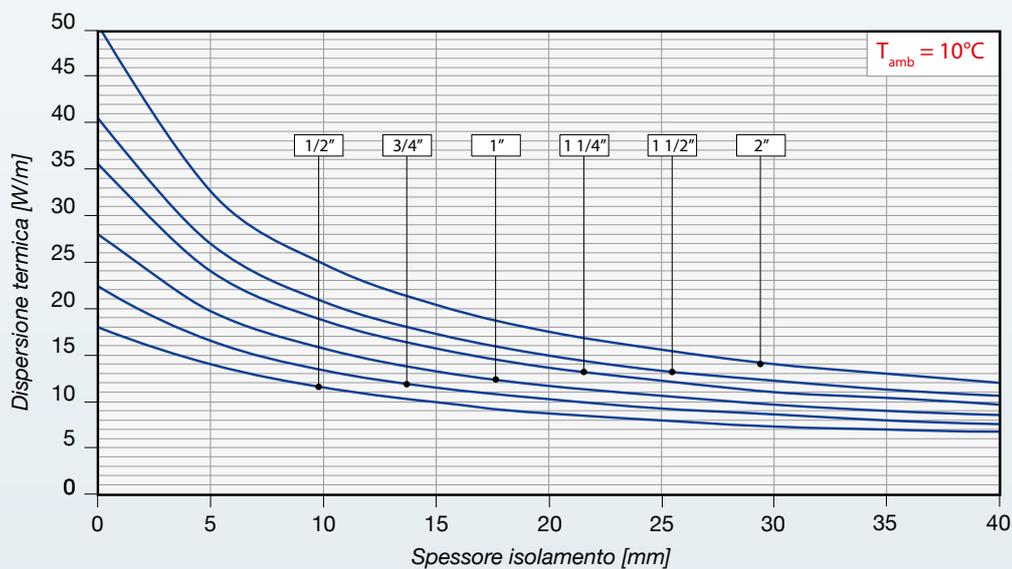
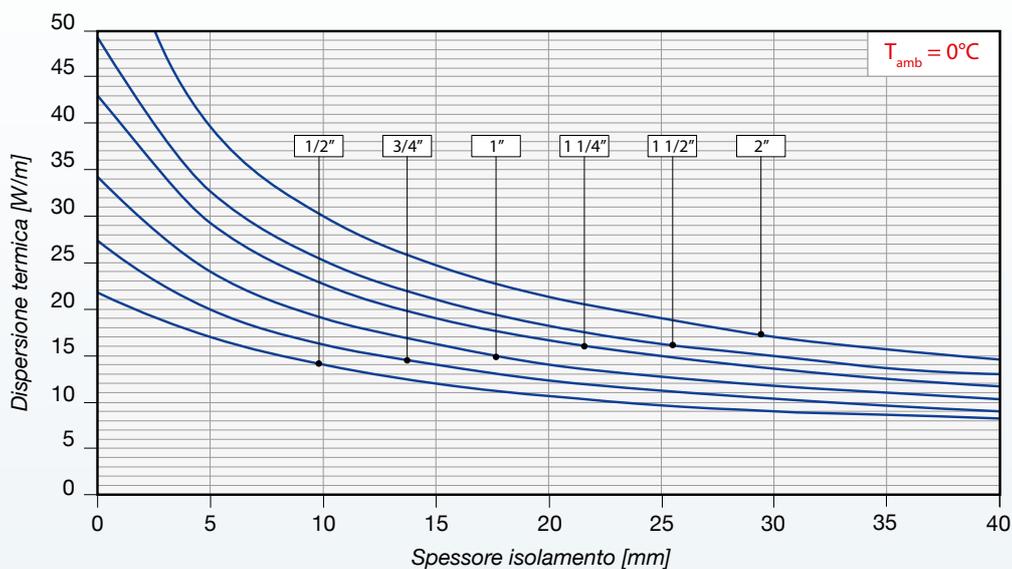


Perdita di carico lineare di progetto

La rete di ricircolo in genere si dimensiona con una **perdita di carico lineare** di circa **20 mm c.a./m**. Tale valore permette di raggiungere un buon compromesso tra le dimensioni delle tubazioni e le prestazioni minime necessarie del circolatore.

Dispersione termica lineare delle tubazioni in funzione dello spessore dell'isolamento al variare della temperatura ambiente

Conduttività termica dell'isolante $\lambda_1 = 0,040 \text{ [W/m}^2\text{K]}$



Salto termico di progetto

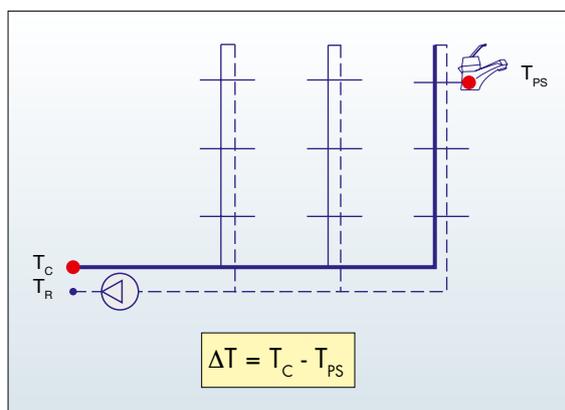
Il dimensionamento si basa sull'imposizione di un determinato salto termico tra due punti dell'impianto che possono essere:

- **l'invio in rete e il punto più sfavorito**

Si considera il ΔT tra la temperatura di invio alla rete (T_C) e quella di erogazione al punto più sfavorito (T_{PS}).

La portata di progetto, che si ottiene dal rapporto tra la dispersione termica ed il salto termico, **viene calcolata considerando solo le dispersioni della rete di alimentazione.**

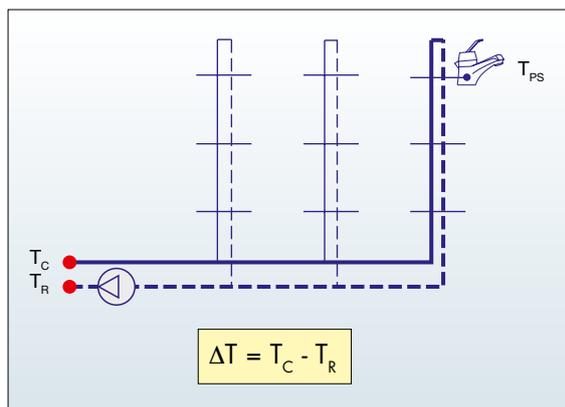
Di conseguenza, seguendo questo principio si potrebbero teoricamente isolare in modo appropriato solo le tubazioni di mandata dell'ACS e non quelle della rete di ricircolo. Tale scelta, ovviamente, comporta maggiori dispersioni e non risulta conveniente dal punto di vista economico ed energetico.



- **l'invio in rete e il ritorno in centrale termica**

Si considera il ΔT tra la temperatura di invio alla rete (T_C) e quella di ritorno (T_R).

Questa scelta tiene conto del fatto che, per scongiurare il pericolo Legionella, la temperatura di ritorno non può essere trascurata. **La portata di progetto** si ottiene considerando le dispersioni non solo della rete di alimentazione ma anche quelle della rete di ricircolo.



In genere per limitare la temperatura di mandata dell'ACS e per mantenere uniformità di temperatura all'interno della rete si utilizzano **salti termici** piuttosto contenuti e pari a **2-3°C**.

Tempo di erogazione dell'acqua calda sanitaria

Quest'ultimo parametro non influenza direttamente la dimensione dei tubi ma è utile per stabilire a quale distanza è possibile mantenere il collegamento della rete di ricircolo.

Sia per ragioni di comfort che per vincoli normativi, **l'ACS alla temperatura di progetto deve poter raggiungere il punto di prelievo attivo entro un tempo limitato** (generalmente 30 secondi).

Tuttavia un ulteriore vincolo normativo impone che **il contenuto di acqua del tratto senza ricircolo sia non maggiore di 3 litri.**

In funzione della dimensione della tubazione e della portata di ACS si ottengono distanze e tempi di erogazione differenti (vedi tabelle sotto riportate).

Il diagramma mostra un rubinetto a sinistra e un punto di prelievo a destra, collegati da una tubazione. Una linea rossa indica il tratto di tubazione che deve essere percorso in massimo 30 secondi. Una formula sopra il diagramma indica: **Lunghezza da percorrere in max 30 sec.**

Portata 0,05 l/s			
Dim.	Velocità	L percorsa in 30 sec	Contenuto d'acqua
Ø20	0,13 m/s	4 m	1,5 litri
Ø25	0,08 m/s	2,5 m	1,5 litri
Ø32	0,05 m/s	1,5 m	1,5 litri

Portata 0,1 l/s			
Dim.	Velocità	L percorsa in 30 sec	Contenuto d'acqua
Ø20	0,27 m/s	8 m	3 litri
Ø25	0,17 m/s	5 m	3 litri
Ø32	0,10 m/s	3 m	3 litri

Portata 0,2 l/s			
Dim.	Velocità	L percorsa in 30 sec	Contenuto d'acqua
Ø20	0,54 m/s	16 m	6 litri
Ø25	0,34 m/s	10 m	6 litri
Ø32	0,20 m/s	6 m	6 litri

In alcuni casi prevale il criterio del tempo minimo di erogazione, in altri quello legato al volume d'acqua contenuta nei tubi.

CALCOLO DELLA PORTATA DI RICIRCOLO

Le portate d'acqua necessarie a compensare le dispersioni termiche di ogni singolo tratto di tubazione, si possono determinare considerando:

– $\Delta T = 2^\circ C$

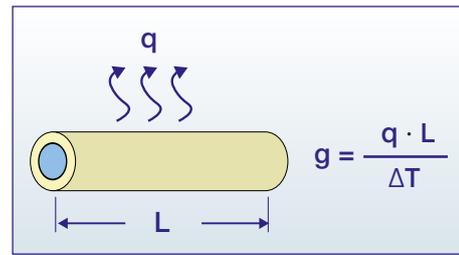
salto termico max. ammesso di progetto tra la temperatura dell'ACS di mandata e quella di ricircolo in centrale termica.

– $q = 6 \text{ kcal/h m}$

dispersione termica lineare (in impianti con buona coibentazione) riferita ad un metro di tubo.

La **portata specifica utile a garantire il ΔT di ogni singolo tratto (g)**, nota la sua lunghezza (L), si calcola:

$$g = (q / \Delta T) \cdot L$$



La **portata totale di progetto (G_{TOT})**, necessaria a compensare le dispersioni termiche, è la somma delle portate specifiche (g) e **deve essere ridistribuita** attraverso i vari tratti della rete di ricircolo. Nel riquadro riportato sotto, vengono proposti a tale scopo due metodi che, pur con differenti approcci, garantiscono entrambi il corretto mantenimento della temperatura in tutte le diramazioni.

Metodo di ridistribuzione proporzionale

La **portata totale di progetto (G_{TOT})** è la somma delle portate specifiche dei singoli tratti (g):

$$G_{TOT} = g_1 + g_2 + g_3 + g_{CT-A} + g_{A-B} + g_{B-C}$$

A partire dal nodo più vicino alla centrale termica (nodo A), si calcola:

- la **portata di progetto della colonna 1 (G_1)** come:

$$G_1 = G_{TOT} \cdot \frac{g_1}{g_A}$$

dove:

$g_1 = (q / \Delta T) \cdot L_1$ portata specifica colonna 1

$g_A = g_1 + g_2 + g_3 + g_{A-B} + g_{B-C}$ somma delle portate specifiche dei tratti a valle del nodo A.

- la **portata di progetto del tratto A-B (G_{A-B})** come:

$$G_{A-B} = G_{TOT} - G_1$$

Si procede nello stesso modo nel nodo successivo B:

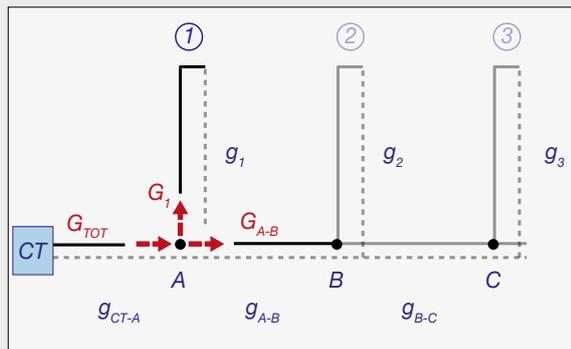
- la **portata di progetto della colonna 2 (G_2)** risulta:

$$G_2 = G_{A-B} \cdot \frac{g_2}{g_B}$$

dove:

$g_B = g_2 + g_3 + g_{B-C}$ somma di tutte le portate specifiche dei tratti a valle del nodo B.

Si procede analogamente sino all'ultima colonna.



Metodo di ridistribuzione semplificato

La **portata totale di progetto (G_{TOT})** è la somma delle portate specifiche dei singoli tratti:

$$G_{TOT} = g_1 + g_2 + g_3 + g_{CT-A} + g_{A-B} + g_{B-C}$$

A partire dalla colonna più sfavorita (colonna 3) si calcola:

- la **portata di progetto della colonna 3 (G_3)** "caricando" sulla colonna la portata specifica dal relativo tratto di collegamento:

$$G_3 = g_3 + g_{B-C}$$

dove:

$g_3 = (q / \Delta T) \cdot L_3$ portata specifica colonna 3

$g_{B-C} = (q / \Delta T) \cdot L_{B-C}$ portata specifica tratto B-C

- la **portata di progetto del tratto B-C (G_{B-C})** corrisponde alla portata G_3 .

Si procede nello stesso modo al calcolo del nodo successivo (nodo B):

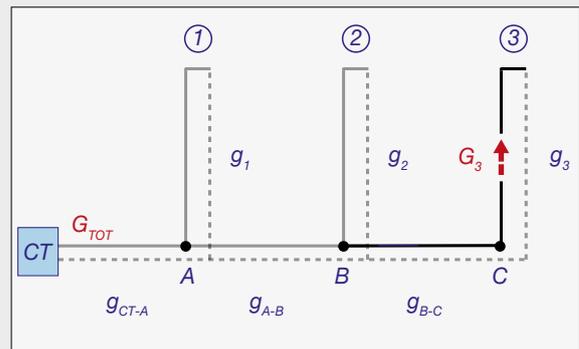
- la **portata di progetto della colonna 2 (G_2)** come:

$$G_2 = g_2 + g_{A-B}$$

- la **portata di progetto del tratto A-B**

$$G_{A-B} = G_3 + G_2$$

Analogamente si procede sino alla prima colonna.



IL BILANCIAMENTO DELLA RETE

Il bilanciamento dei circuiti di ricircolo serve ad evitare che le prime derivazioni (colonne o ramificazioni orizzontali) “rubino” acqua alle ultime: situazione che comporterebbe elevate differenze di temperatura in rete.

Si può bilanciare una rete di ricircolo **mantenendo costante la portata** in modo:

- **statico** tramite valvole manuali. Richiede un dimensionamento ed una fase di messa in funzione.
- **dinamico** utilizzando valvole di tipo AUTOFLOW. È un metodo più veloce sia in fase di dimensionamento che in fase di commissioning (messa in funzione dell'impianto). È utile particolarmente in caso di messa in funzione parziale degli impianti.



Tuttavia **con bilanciamento statico o dinamico la rete non è in grado di adattarsi a differenti condizioni di carico**, quali variazioni di utilizzo della rete, modifica della temperatura di produzione dell'ACS, cambiamenti della temperatura ambiente. E' possibile controllare tali variabilità tramite un regolatore termostatico, ovvero dispositivo in grado di lasciar passare automaticamente solo la portata necessaria.



IL REGOLATORE TERMOSTATICO

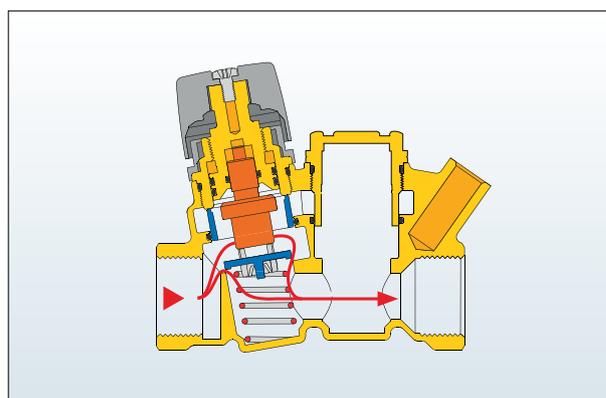
Il regolatore termostatico, mediante l'azione di una specifica cartuccia termostatica interna, **modula la portata di fluido in funzione della temperatura dell'acqua in ingresso**.

Controllo della temperatura

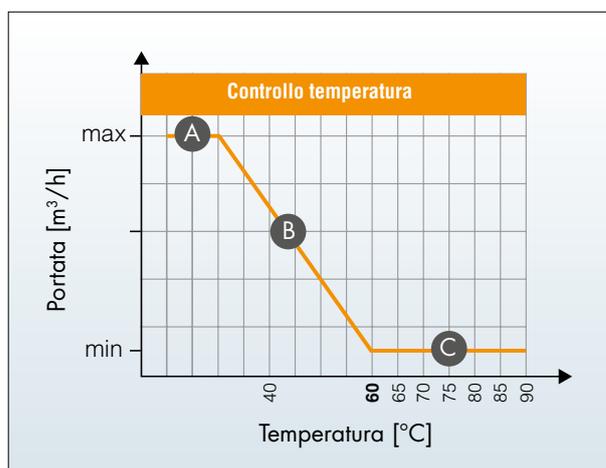
Quando la temperatura dell'acqua in ingresso è inferiore ai 30°C, l'otturatore comandato dal sensore termostatico è completamente aperto (**Fase A**).

Man mano che la temperatura dell'acqua in ingresso si avvicina al valore impostato, l'otturatore riduce progressivamente il passaggio favorendo così la circolazione verso gli altri circuiti collegati (**Fase B**).

In questo modo si realizza un effettivo bilanciamento termico automatico, assicurando a tutti i tratti della rete il valore di temperatura desiderato.



Quando la temperatura dell'acqua in ingresso supera il valore impostato (generalmente 55°C), l'otturatore riduce al minimo il passaggio in modo da controllare la temperatura del fluido in circolazione (**Fase C**).

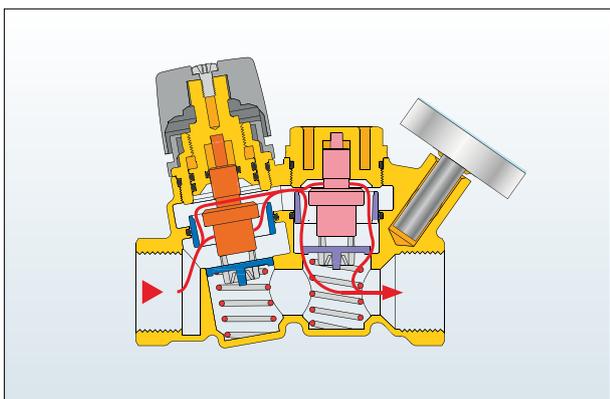


Disinfezione termica termostatica

Il regolatore è dotato inoltre di una **funzione di disinfezione termica**, utile nel caso si voglia innalzare la temperatura nella rete a valori superiori ai 55-60°C. Questa funzione può essere completamente **automatica**, mediante un'apposita seconda cartuccia termostatica che interviene a 70°C, oppure **comandata**, mediante un attuatore elettrotermico. Fino a quando la temperatura dell'acqua non raggiunge il valore impostato, il funzionamento è identico alla fase di controllo della temperatura (**Fase A + Fase B**) descritto a pagina precedente.

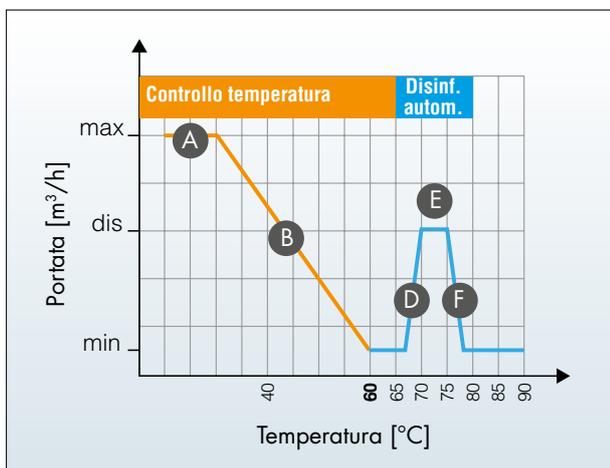
Quando la temperatura raggiunge i 68°C interviene il secondo sensore termostatico che apre un ulteriore passaggio di fluido tramite un apposito by-pass (**Fase D**).

In questo modo si può così controllare il processo di disinfezione permettendo la circolazione indipendentemente dall'azione del primo sensore termostatico.



Se la temperatura supera i 70°C, la portata attraverso il by-pass viene ridotta in modo tale da mantenere il bilanciamento termico anche durante il processo di disinfezione (**Fase E**).

Oltre i 75°C, l'otturatore riduce al minimo il passaggio in modo da evitare problemi all'impianto (**Fase F**).



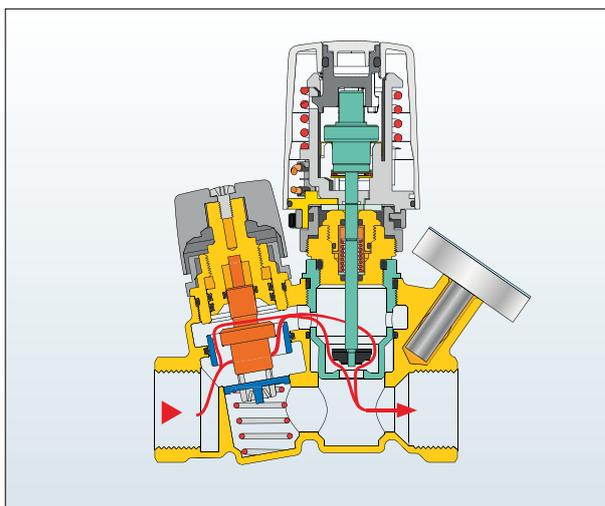
Disinfezione termica comandata

Quando la disinfezione è controllata da una centralina e la temperatura raggiunge il valore di intervento, viene comandato in apertura l'attuatore elettrotermico con lo scopo di controllare il processo di disinfezione.

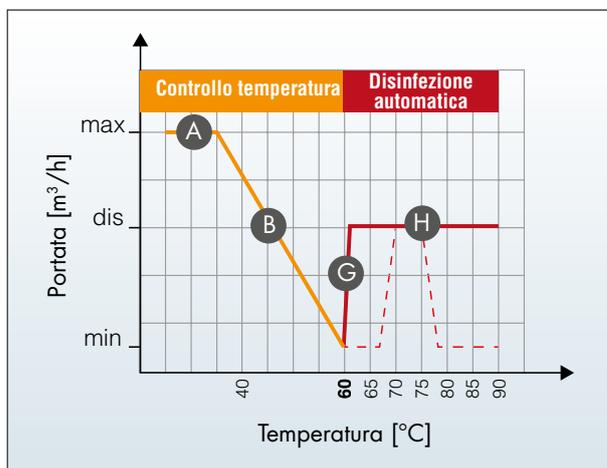
Anche in questo caso, fino a quando la temperatura dell'acqua non raggiunge il valore impostato, il funzionamento è identico alla fase di controllo della temperatura (**Fase A + Fase B**).

Quando la temperatura raggiunge i 60°C il comando elettrotermico, sollevando l'otturatore, apre un ulteriore passaggio di fluido tramite un apposito by-pass (**Fase G**).

Come per la disinfezione termostatica anche quella comandata permette una circolazione indipendente dal funzionamento del primo sensore termostatico. La fase di disinfezione avviene con apertura della valvola per un tempo pari a quello programmato sulla centralina (**Fase H**).



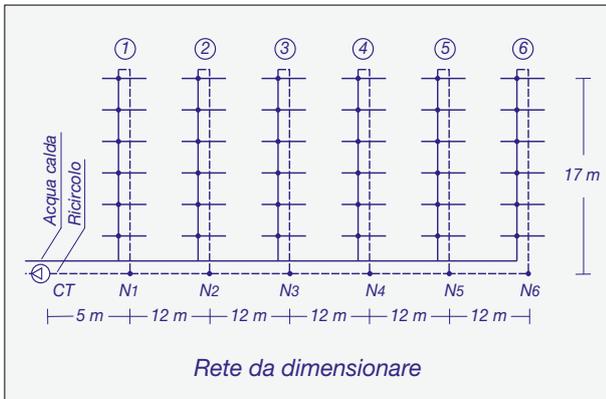
L'utilizzo di un attuatore elettrotermico consente di eseguire, nelle reti molto estese, i cicli di disinfezione in modo indipendente su ciascun ramo.



Esempio

Determinare le portate della rete di ricircolo sotto schematizzata noti:

- salto termico max. ammesso $\Delta T = 2^\circ\text{C}$
- dispersione termica lineare $q = 6 \text{ kcal/hm}$



Considerando il salto termico preso tra mandata e ricircolo in centrale termica, la portata richiesta da ogni tratto si calcola considerando una lunghezza doppia (pari a mandata e ricircolo) come segue:

Portata specifica dalle colonne da 1 a 6

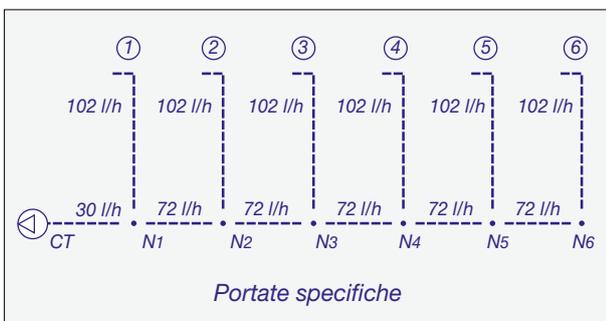
$$g_{\text{colonne}} = (6 / 2) \cdot (17 \cdot 2) = \mathbf{102 \text{ l/h}}$$

Portata specifica dai tratti di collegamento da N_1 a N_6

$$g_N = (6 / 2) \cdot (12 \cdot 2) = \mathbf{72 \text{ l/h}}$$

Portata specifica dal tratto di collegamento CT- N_1

$$g_{N1-CT} = (6 / 2) \cdot (5 \cdot 2) = \mathbf{30 \text{ l/h}}$$



Le portate di progetto della rete di ricircolo si determinano applicando il metodo semplificato.

- Colonna 6

$$G_6 = g_6 + g_{N6-N5} = 102 + 72 = \mathbf{174 \text{ l/h}}$$

- Tratto N_6-N_5

$$G_{N6-N5} = G_6 = \mathbf{174 \text{ l/h}}$$

- Colonna 5

$$G_5 = g_5 + g_{N5-N4} = 102 + 72 = \mathbf{174 \text{ l/h}}$$

- Tratto N_5-N_4

$$G_{N5-N4} = G_6 + G_5 = 174 + 174 = \mathbf{348 \text{ l/h}}$$

- Colonna 4

$$G_4 = g_4 + g_{N4-N3} = 102 + 72 = \mathbf{174 \text{ l/h}}$$

- Tratto N_4-N_3

$$G_{N4-N3} = G_4 + G_{N5-N4} = 174 + 348 = \mathbf{522 \text{ l/h}}$$

- Colonna 3

$$G_3 = g_3 + g_{N3-N2} = 102 + 72 = \mathbf{174 \text{ l/h}}$$

- Tratto N_3-N_2

$$G_{N3-N2} = G_3 + G_{N4-N3} = 174 + 522 = \mathbf{696 \text{ l/h}}$$

- Colonna 2

$$G_2 = g_2 + g_{N2-N1} = 102 + 72 = \mathbf{174 \text{ l/h}}$$

- Tratto N_2-N_1

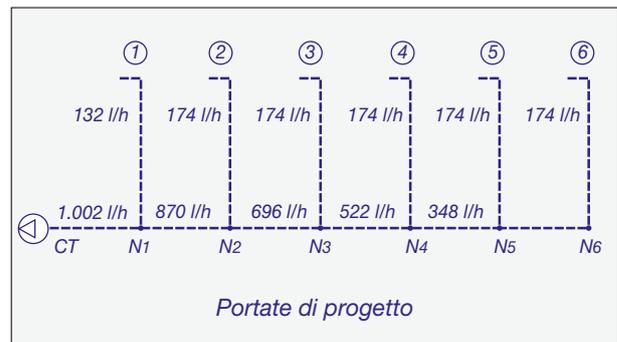
$$G_{N2-N1} = G_2 + G_{N3-N2} = 174 + 696 = \mathbf{870 \text{ l/h}}$$

- Colonna 1

$$G_1 = g_1 + g_{N1-CT} = 102 + 30 = \mathbf{132 \text{ l/h}}$$

- Tratto N_1-CT

$$G_{N1-CT} = G_1 + G_{N2-N1} = 132 + 870 = \mathbf{1.002 \text{ l/h}}$$



I relativi diametri delle tubazioni si possono dimensionare con il metodo delle perdite di carico lineari costanti (r), considerando ad es. $r = 20 \text{ mm c.a./m}$ ed utilizzando la tab. 4 riportata sul 1° Quaderno, alla voce TUBI IN ACCIAIO INOX oppure il dimensionatore "PIPE SIZER" disponibile sul sito Caleffi.

I risultati riportati nello schema a lato.

Dimensionamento della pompa di ricircolo

Si dimensiona la pompa di ricircolo considerando che:

- la portata è uguale a quella massima della rete di ricircolo

$$G_{\text{TOT}} = G_{N1-CT}$$

$$\mathbf{G_{\text{TOT}} = 1.002 \text{ l/h}}$$

- la prevalenza è determinabile con la formula

$$H = L_{\text{max}} \cdot r \cdot f \quad [\text{mm c.a.}]$$

dove

L_{max} = lunghezza massima della rete di ricircolo (la rete di adduzione è trascurabile) [m]

r = valore assunto per perdite di carico lineari [mm c.a./m]

f = fattore che tiene conto delle perdite di carico

localizzate (adimensionale) mediamente pari a

$f = 1,5$ per impianti senza gruppo di miscelazione

$f = 1,8$ per impianti con gruppo di miscelazione

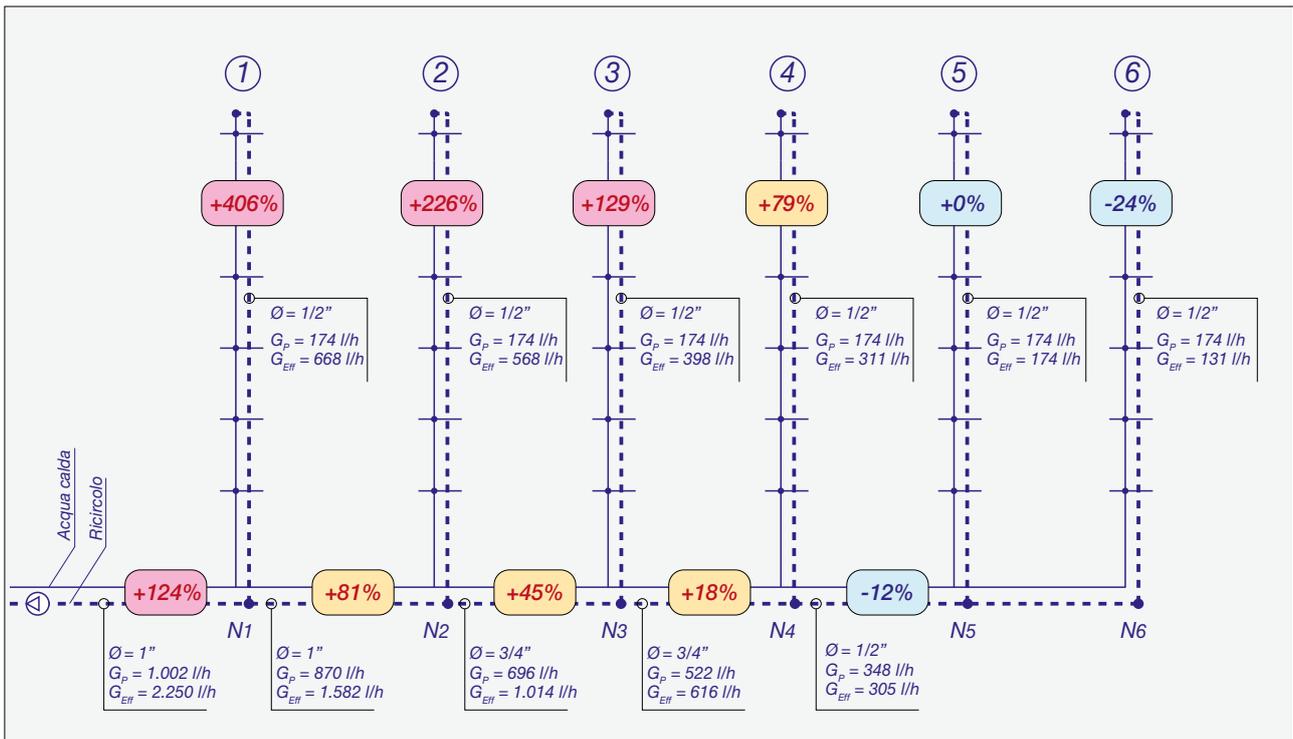
$$H = (17 + 12 \cdot 5 + 5) \cdot 20 \cdot 1,8 = 2.950$$

$$\mathbf{H \approx 3.000 \text{ mm c.a.}}$$

Osservazioni

Pur dimensionando bene la rete di ricircolo ed il sistema di pompaggio, i dati dell'esempio svolto evidenziano che il circuito funziona con notevoli differenze fra le portate effettive e quelle teoriche di progetto. Questo accade perchè le diramazioni più vicine "rubano" acqua a quelle più lontane, a causa delle differenze di pressione che variano lungo la rete.

Per le colonne più sfavorite, sussiste il rischio di non riuscire a garantire un salto termico effettivo entro i valori massimi ammessi da progetto.



In una rete molto sbilanciata potrebbe non essere sufficiente aumentare semplicemente la prevalenza della pompa per innalzare la portata ai rami più sfavoriti e diminuire, quindi, il salto termico effettivo.

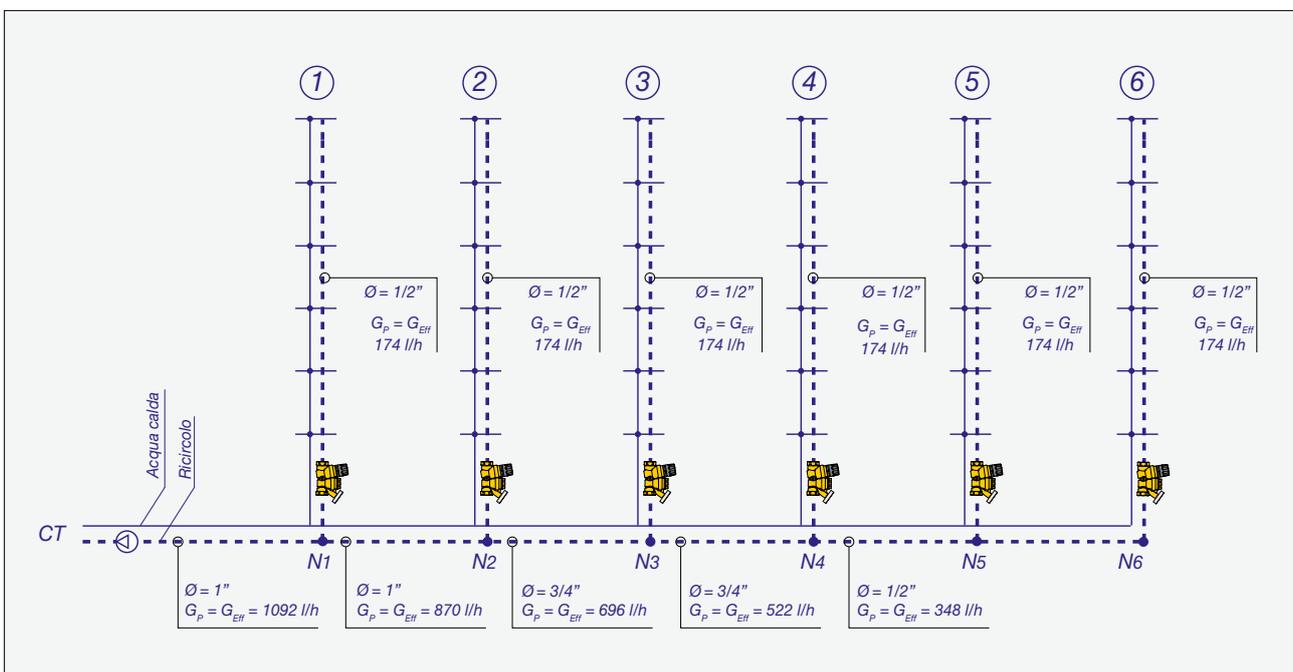
Per risolvere tali scompensi una soluzione apparentemente valida potrebbe essere quella di aumentare la temperatura di mandata dell'ACS per sopperire al maggior salto termico. In realtà, così facendo, si ha come conseguenza (1) **l'aumento delle dispersioni termiche** (per effetto di una maggiore differenza di temperatura rispetto alla temperatura ambiente) e, fatto ancor più grave, (2) una **maggiore esposizione al rischio scottatura**.

Per questo motivo, l'alternativa valida ed esente dai rischi citati, risulta essere quella di dotare le diramazioni di opportuni **dispositivi per il bilanciamento delle portate**, come i regolatori termostatici.

In base all'estensione della rete è possibile valutare l'installazione di tali dispositivi sui tratti di ricircolo dei singoli alloggi oppure alla base delle colonne montanti, come nell'esempio riportato nel grafico sottostante.

Il bilanciamento della rete di ricircolo permette:

- un **controllo semplice e preciso delle temperature effettive** all'interno della rete, indipendentemente dal suo sviluppo;
- una **notevole riduzione della portata** rispetto ai valori di progetto (più della metà rispetto a quella che si riscontra nell'impianto non bilanciato);
- un **aumento contenuto della prevalenza** necessaria, dovuto alle limitate perdite di carico dei regolatori termostatici;
- una **riduzione dei costi di pompaggio**, grazie alla ridotta potenza assorbita dalla pompa.



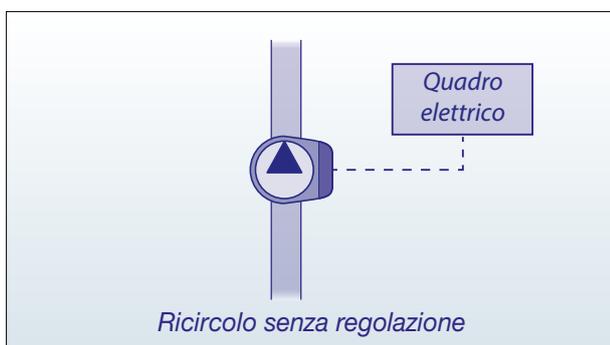
LA REGOLAZIONE DELLA RETE DI RICIRCOLO

Premettendo che non ci sono regole standard in merito alle strategie di regolazione del ricircolo, questo può essere gestito:

- **senza regolazione**

La pompa di ricircolo rimane sempre attiva e viene garantita la temperatura di progetto costantemente nell'arco delle 24 ore.

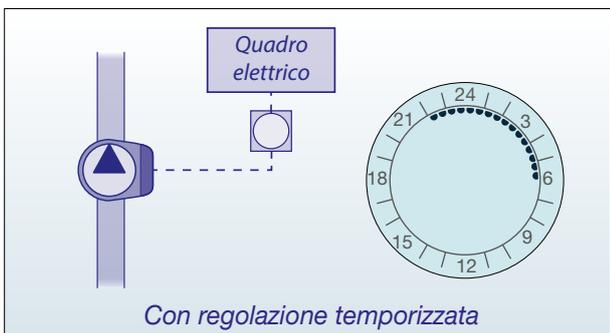
E' tipico degli impianti in cui non è stata progettata una gestione del ricircolo oppure di quelli con esigenze particolari di temperatura e disinfezione della rete quali ad esempio ospedali, case di cura, case di riposo ecc.



- **con regolazione temporizzata**

La pompa di ricircolo è gestita da un orologio temporizzatore in cui è possibile impostare i periodi di accensione e spegnimento.

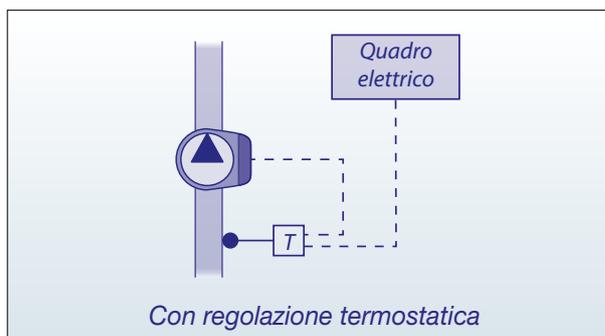
Di solito è una gestione tipica degli impianti condominiali residenziali in cui il ricircolo viene spento nella fascia oraria notturna (tipicamente dalle 23:00 alle 6:00). Vedremo meglio in seguito i benefici ottenibili con questo tipo di gestione.



- **con regolazione termostatica**

Questo tipo di gestione viene utilizzata di solito per mantenere la temperatura corretta nella rete di ricircolo, assicurando così la protezione dalla Legionella.

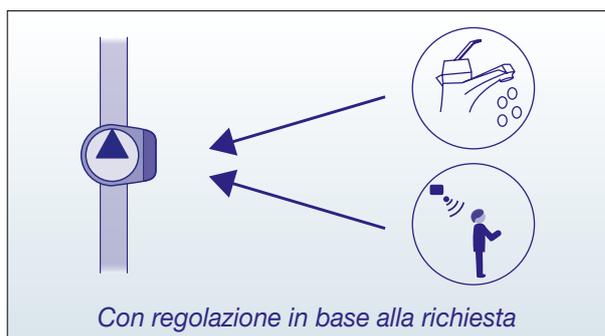
Un sensore di temperatura posto sulla tubazione di ricircolo, di solito nel punto più sfavorito, monitora la temperatura ed accende la pompa quando questa si abbassa al di sotto del valore impostato.



- **con regolazione in base alla richiesta**

L'accensione della pompa di ricircolo in funzione della richiesta può essere gestita con sistemi meccanici, tipo flussostati, oppure tramite domotica.

Il flussostato, dispositivo esclusivamente meccanico, fa partire la pompa di ricircolo quando c'è flusso di acqua, cioè quando banalmente si apre il rubinetto dell'acqua calda. In questo modo aumentando la portata in circolazione diminuisce il tempo di attesa. In edifici gestiti da domotica l'accensione della pompa può essere comandata ad esempio dal pulsante della luce in bagno o da un pulsante ben definito per gli altri locali. E' applicabile in reti poco estese o, al contrario, molto estese ma con pochi utilizzatori.



- **con regolazione autoadattiva**

Si basa su tecnologie elettroniche che analizzano le abitudini di utilizzo dell'acqua calda dell'utente finale e in base a queste gestiscono gli orari di funzionamento della pompa di circolazione.

Questa modalità consente di risparmiare energia elettrica (per il circolatore) ed energia termica (limitando le dispersioni di calore della rete di ricircolo). È una funzione spesso integrata nei circolatori che individuano i periodi di utilizzo dell'acqua calda e li elaborano per prevedere le abitudini di consumo.



I COSTI ENERGETICI DELLE RETI DI RICIRCOLO

La rete di ricircolo rappresenta un costo spesso sottovalutato ma che tuttavia è una **parte consistente della spesa per la produzione dell'acqua calda sanitaria**.

Tra i fattori che influenzano questa spesa troviamo:

- la **dispersione della rete** che dipende dalla sua estensione e dal grado di isolamento;
- l'**intervallo di tempo** durante la giornata nel quale la rete di ricircolo viene fatta funzionare;
- la **disinfezione termica**.

La dispersione della rete di ricircolo

È proporzionale all'**estensione della rete** e alla **dispersione specifica delle tubazioni**.

Lo sviluppo della rete è vincolato alla geometria dell'edificio servito: risulta quindi essenziale intervenire sull'isolamento delle tubazioni, al fine di ridurre l'energia dispersa.

In alcune tipologie di edificio quali le strutture sanitarie, di ricovero, recettive, termali e ad uso collettivo, **la rete di ricircolo deve essere in funzione 24 ore su 24** per motivi di utilizzo ed igienici. In questi casi è essenziale agire sull'isolamento della rete poiché risulta essere l'unico intervento possibile per contenere l'energia dispersa dal ricircolo dell'ACS.

Un'analisi rigorosa della dispersione della rete richiede calcoli laboriosi, tuttavia per valutare il contributo dell'isolamento si possono considerare i seguenti valori di dispersioni:

- 6-7 W/m in strutture nuove e ben isolate
- 10-15 W/m in strutture vecchie
- 30-35 W/m in strutture poco isolate o senza isolamento

Come si può notare **una rete ben isolata** disperde e, quindi, **consuma sino a 4/5 volte in meno di una rete di ricircolo non isolata**.



In termini quantitativi, considerando la rete dell'esempio di pagina 28 con il ricircolo attivo per tutta la giornata, si possono ricavare le seguenti dispersioni:

- 25.500 kWh all'anno in caso di **rete isolata**
- 127.500 kWh all'anno in caso di **rete non isolata**

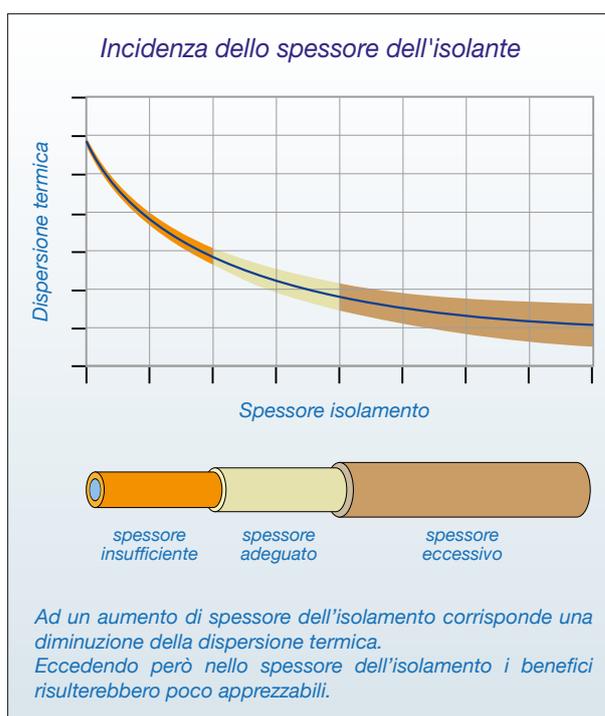
Se consideriamo un costo indicativo dell'energia termica (prodotta da una caldaia a metano) di 0,08 €/kWh, i costi di mantenimento della rete di ricircolo passerebbero da circa 2.000 €/anno per la rete isolata a ben 10.000 €/anno in caso di rete non isolata. La differenza risulta ancora più accentuata per le strutture vecchie e dotate di sistemi di generazione poco efficienti, che comportano un costo maggiore di produzione dell'energia.

Durante il periodo invernale, il calore disperso dalle reti di ricircolo può contribuire al riscaldamento degli ambienti. Tale contributo deve però essere minimo in quanto non regolato.

Durante la stagione estiva, invece, può costituire un fastidioso carico termico che si riflette sull'aumento della temperatura dei locali interni attraversati dalle reti di ricircolo.

Per il contenimento dei consumi energetici è quindi opportuno:

- **curare l'isolamento dei tratti principali della rete** in quanto sono i tratti che presentano la maggior dispersione che generalmente si trovano nei locali freddi;
- **utilizzare i percorsi più diretti per servire le utenze** nel progetto delle nuove reti ed **evitare** il più possibile **i tracciati all'esterno** o nelle zone fredde degli edifici. Se ciò non fosse possibile è bene isolare in modo opportuno questi tratti.



Il funzionamento della rete di ricircolo

Negli edifici residenziali, dove non vige l'obbligo di disinfezione continua, si può intervenire su una **gestione del ricircolo nell'ottica del risparmio e dell'ottimizzazione dei costi della rete.**

La **disinfezione termica continua** (cioè il mantenimento della temperatura costantemente sopra i 55°C) non esclude la **disinfezione periodica giornaliera** (cioè l'innalzamento della temperatura sopra i 65°C per un periodo limitato della giornata). **Questi trattamenti termici hanno un notevole costo energetico che può essere ridotto se inserito correttamente nella gestione giornaliera del ricircolo.**

Per meglio evidenziare la differenza nella gestione della rete di ricircolo analizzeremo i seguenti casi riferiti alla rete dimensionata precedentemente:

1. rete sempre accesa
2. spegnimento notturno
3. spegnimento notturno e nelle ore centrali della giornata
4. alternanza di accensione e spegnimento.

Inizialmente trascureremo la disinfezione termica.

Caso 1: rete sempre accesa

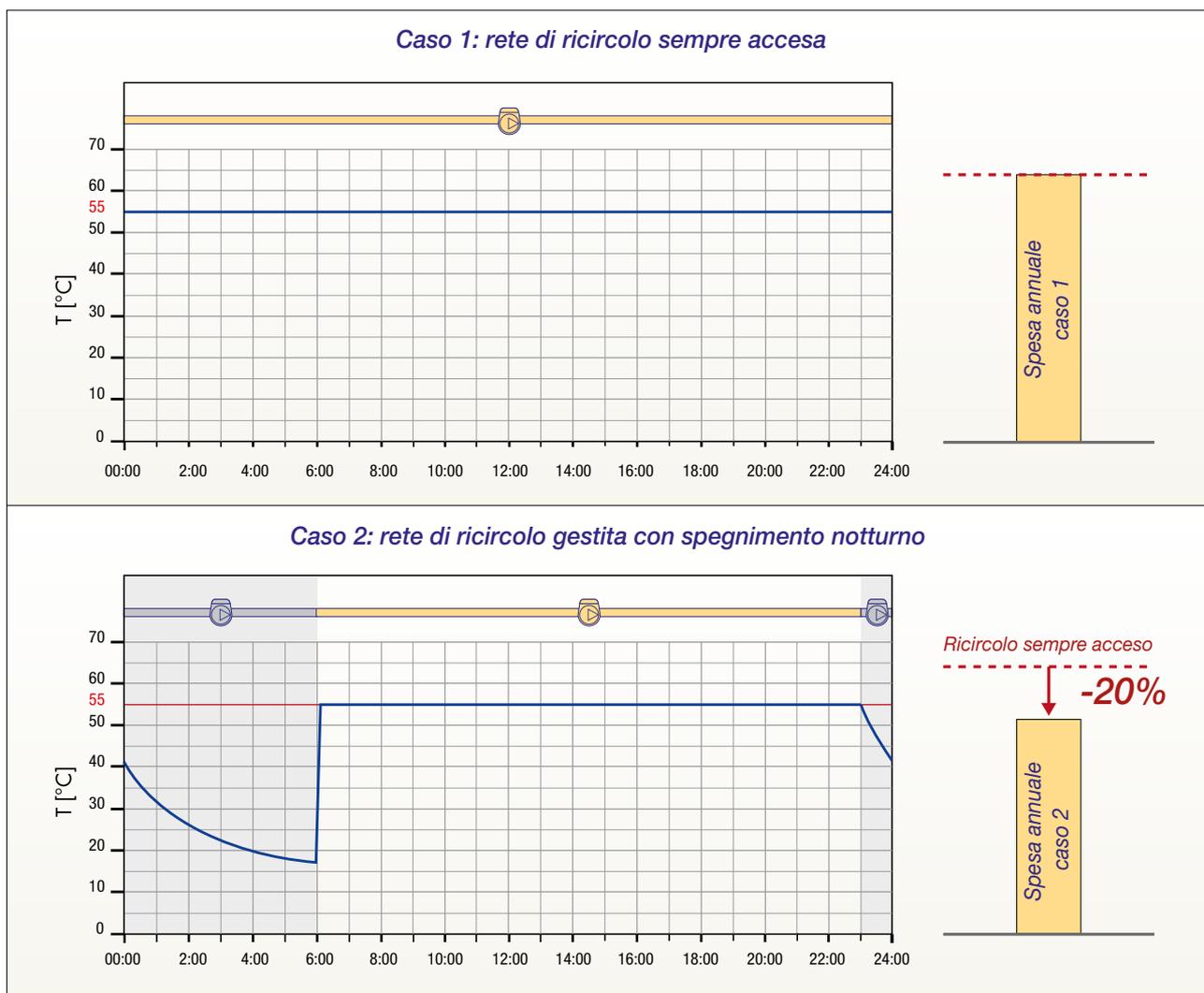
La rete è **sempre attiva durante l'intero arco della giornata.** L'andamento della temperatura risulta costante come evidenziato dal grafico relativo al caso 1. Tale strategia è **la più onerosa** in termini di spesa energetica e **non è adatta ad edifici di tipo residenziale** dove la domanda di ACS è concentrata in alcune ore della giornata.

Caso 2: spegnimento notturno

Prevede solo uno **spegnimento notturno continuo (ad esempio dalle 23.00 alle 6.00).** L'andamento della temperatura nella rete è riportato nel grafico relativo al caso 2.

Il **risparmio di energia, pari al 20%** rispetto alla rete sempre accesa, è considerevole anche se non direttamente proporzionale alle ore di spegnimento. Ciò è dovuto al fatto che la rete di ricircolo rimane "calda" disperdendo energia, ancora per un lasso di tempo dopo lo spegnimento del circolatore.

È il modo di funzionamento più utilizzato per gli **edifici residenziali.**



Caso 3: spegnimento notturno e nelle ore centrali della giornata

Oltre che nelle ore notturne, lo spegnimento avviene anche nelle ore centrali della giornata (ad esempio dalle 10:00 alle 12:00 e dalle 14:00 alle 17:00).

Rispetto alle reti di ricircolo sempre attive (caso 1) si può riscontrare un **risparmio energetico del 30%**, di cui, come si può notare dal grafico relativo al caso 3:

- il solo spegnimento notturno di 7 ore porta ad un risparmio energetico del 20%;
- lo spegnimento di 5 ore durante il giorno, invece, porta ad un risparmio energetico limitato, pari ad un ulteriore 10%.

Per le ore di fermo giornaliero **ci si aspetterebbe un risparmio maggiore** del 10% se confrontato con quello ottenuto con il solo spegnimento notturno.

Ciò non avviene poiché la successione degli spegnimenti diurni provoca un minor raffreddamento della rete e conseguentemente un maggior calore disperso.

È il funzionamento utilizzato in alcuni contesti residenziali di piccole e medie dimensioni dove il **consumo** di acqua calda sanitaria è **prevalentemente concentrato nelle ore mattutine e serali**.

Caso 4: alternanza continua di spegnimenti ed accensioni

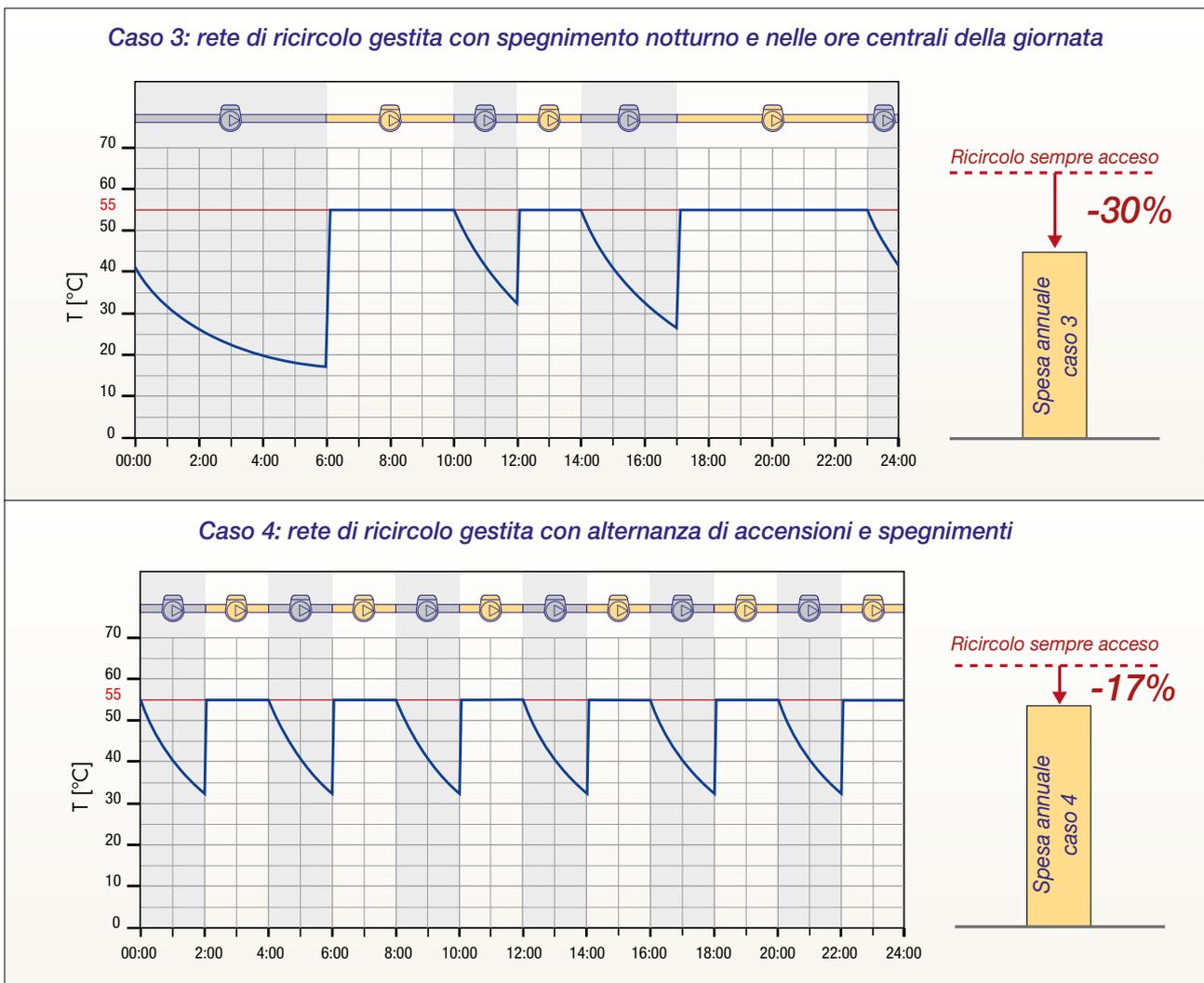
Prevede un'alternanza di accensioni e spegnimenti (ad esempio ogni 2 ore), frutto dell'errata deduzione che il costo della rete di ricircolo sia direttamente proporzionale al suo utilizzo. Frequenti accensioni del circolatore alternate a periodi di spegnimento sono riportati nel grafico riferito al caso 4. Come si può notare la rete risulta mediamente calda.

Questo comporta un **risparmio energetico** pari a **solo il 17%** nonostante il ricircolo risulti inattivo per metà del tempo durante l'arco della giornata.

Osservazioni

Dai casi analizzati si può comprendere che una corretta gestione del tempo di attivazione della rete di ricircolo può portare a **considerevoli risparmi** (fino al 30%) ma, per ottenere questi risultati, è importante adottare delle strategie che prevedano **tempi di spegnimento lunghi e continui come quelli notturni**.

Al contrario **risparmi ben più esigui** di quelli a prima vista ipotizzabili si ottengono con **frequenti accensioni e spegnimenti** della rete di ricircolo.



Il costo delle disinfezione termica

La **disinfezione termica** consiste nell'**innalzamento della temperatura della rete di ricircolo** ad un valore tale da eliminare la maggior parte dei batteri della Legionella. Tale trattamento presenta tuttavia dei rischi connessi al **pericolo di scottature** e può rappresentare un **costo energetico** se mal gestito nell'arco della giornata.

Nell'analisi che segue cercheremo di evidenziare quali siano gli **orari ideali per effettuare la disinfezione termica** e di analizzarne le implicazioni dal punto di vista energetico.

Il costo energetico della disinfezione termica dipende:

- dalla **gestione oraria** della rete di ricircolo
- a parità di gestione della rete, dal **momento in cui viene effettuata**.

Ad esempio, per la rete presa in esame (vedi esempio a pag 28 e grafico sotto), l'aumento della spesa energetica legata alla disinfezione (65°C per un'ora) risulta essere di circa l'1%. Dal punto di vista economico, il costo annuale stimato della rete di ricircolo (sempre accesa) pari a 2.000 € aumenterebbe di soli 20 € all'anno.

La dispersione energetica della disinfezione termica incide in modo diverso nel caso la gestione della rete sia diversa. Per valutare questa situazione analizzeremo la rete di ricircolo con spegnimento notturno (caso 2 pag. 32).

Prenderemo in considerazione la disinfezione termica eseguita in differenti orari:

- durante le ore notturne (**caso A**);
- immediatamente prima dello spegnimento (**caso B**);
- all'accensione mattutina del ricircolo (**caso C**).

Caso A: disinfezione durante le ore notturne

Questa soluzione prevede la **disinfezione termica nelle ore nelle quali è meno probabile l'utilizzo**, cioè quelle notturne in cui il ricircolo è spento.

In questo caso il **rischio di scottature è ridotto ma non nullo**, con conseguenze potenzialmente gravi in caso di presenza di bambini o persone anziane.

Come riportato nel grafico a lato relativo al caso A, innalzare la temperatura della rete durante il suo spegnimento (a rete fredda) provoca un **aumento della spesa pari al 12%**.

Spesso questa gestione della disinfezione viene utilizzata nelle reti sprovviste di miscelatori periferici antiscottatura, tuttavia per i pericoli esposti è bene prevederli sempre.

Caso B: disinfezione prima dello spegnimento

La **disinfezione effettuata immediatamente prima dello spegnimento** della rete porta ad un **aumento della spesa di solo il 5%**, quindi più contenuto rispetto al caso esaminato in precedenza.

Questo è dovuto al fatto che l'innalzamento della temperatura viene effettuato con la rete alla temperatura di regime (55°C) invece che con la rete fredda (caso A).

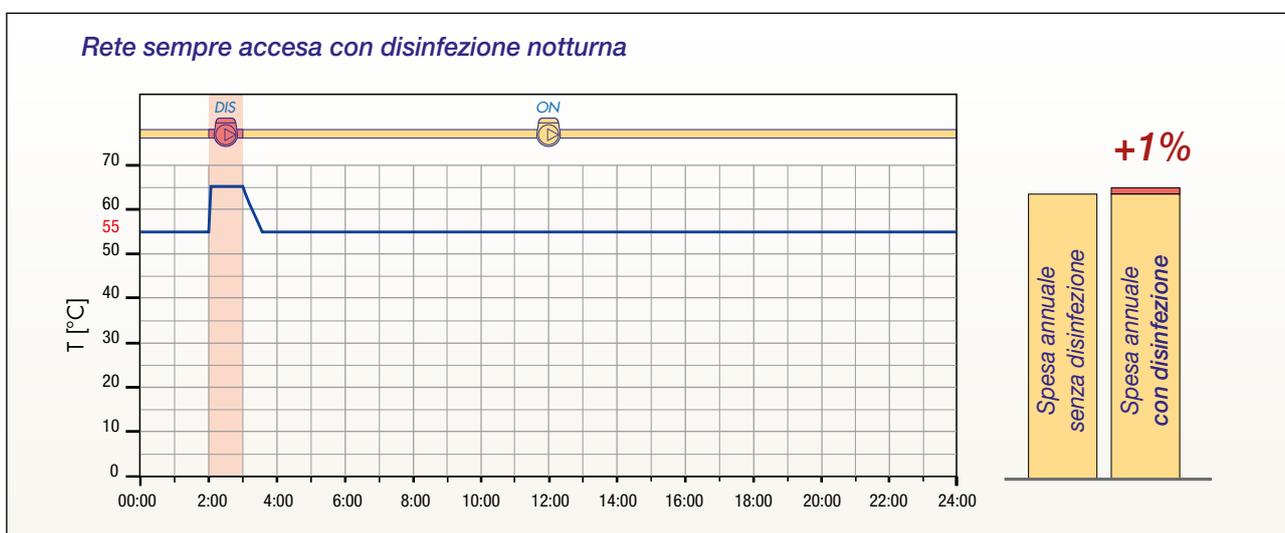
Tale soluzione **aumenta il rischio di scottatura** ed è opportuno valutare attentamente l'inserimento di dispositivi antiscottatura periferici.

Caso C: disinfezione all'accensione mattutina

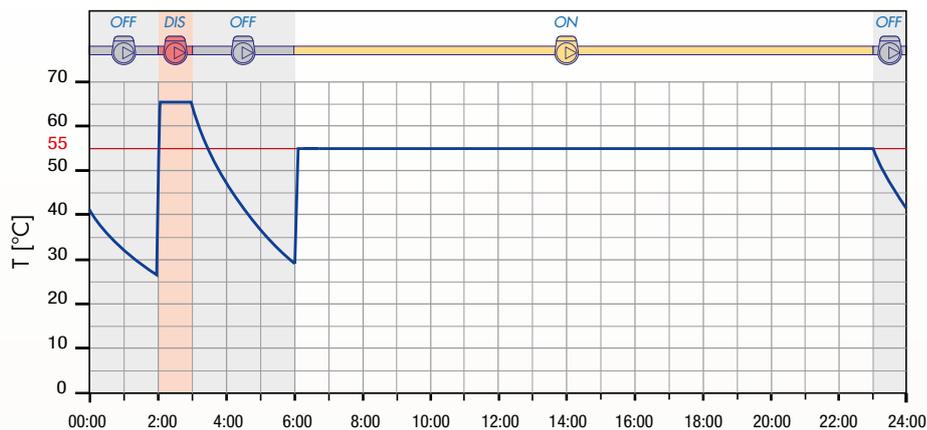
La **disinfezione effettuata all'accensione mattutina minimizza l'incidenza del costo energetico**, provocando un **aumento della spesa solo dell'1%**.

Il calore utilizzato per la disinfezione termica è in gran parte recuperato per il mantenimento della successiva fase di ricircolo; per questa ragione l'aumento della spesa è sostanzialmente trascurabile e può essere paragonato alla disinfezione eseguita su una rete sempre accesa.

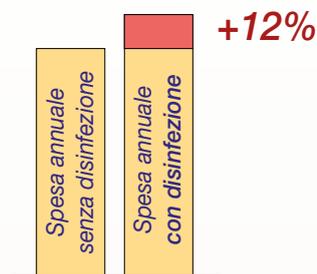
Risulta essere quindi la **soluzione energeticamente più efficiente ma adottabile solamente nei casi in cui la rete sia dotata di dispositivi antiscottatura**, quali miscelatori periferici o valvole termostatiche antiscottatura.



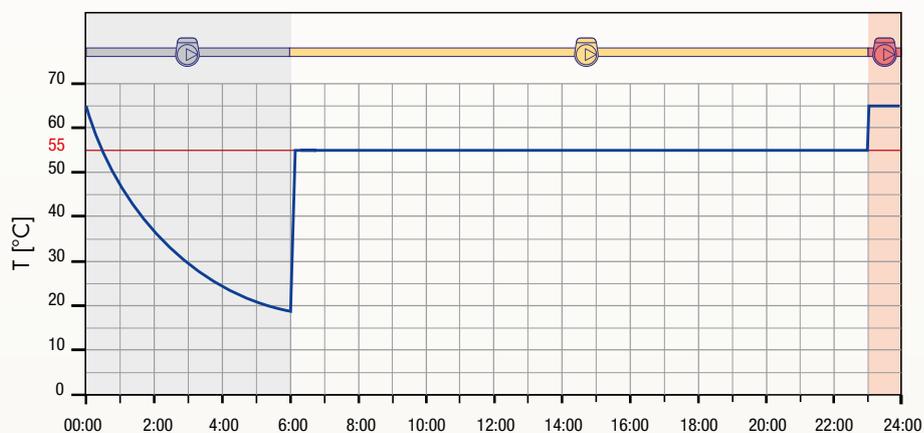
Caso A: rete con spegnimento notturno e disinfezione dalle 02:00 alle 03:00



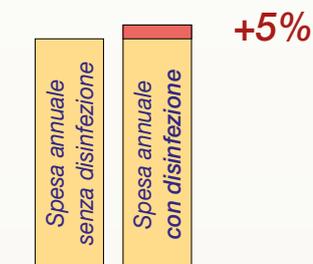
Ricircolo sempre acceso



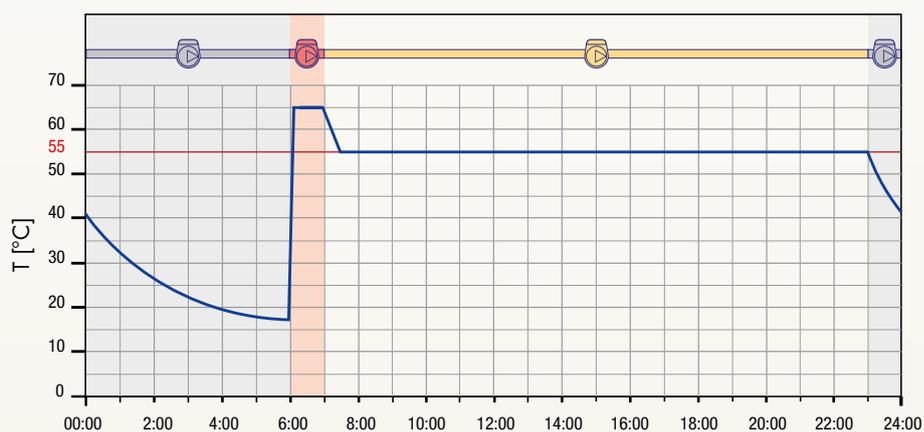
Caso B: con spegnimento notturno e disinfezione dalle 22:00 alle 23:00



Ricircolo sempre acceso



Caso C: rete con spegnimento notturno e disinfezione dalle 06:00 alle 07:00



Ricircolo sempre acceso



Osservazioni

Anche il costo energetico della disinfezione termica, così come quello del solo ricircolo, è influenzato da una corretta programmazione dei cicli di accensione e spegnimento.

Eeguire la disinfezione termica durante i fermi notturni comporta costi rilevanti che possono vanificare quasi completamente il risparmio ottenibile attraverso lo

spegnimento del sistema di ricircolo.

E' preferibile **programmare i cicli di disinfezione prima degli spegnimenti notturni oppure immediatamente prima della riaccensione**, per limitare i costi e la quantità di energia dispersa. Per questo tipo di programmazione è indispensabile non trascurare gli aspetti legati alla sicurezza e quindi dotare la rete di dispositivi antiscottatura.

Il "processo" BIM:

La definizione di BIM

La definizione di BIM del National Institute of Building Sciences e soprattutto l'obiettivo strategico che al BIM è affidato è realizzare "un processo più efficiente di pianificazione, progettazione, costruzione, gestione e manutenzione che utilizzi un modello standardizzato di informazioni in formato digitale per ogni edificio, nuovo o esistente, contenente tutte le informazioni create o raccolte su tale edificio in un formato utilizzabile da tutti i soggetti interessati nell'intero ciclo di vita".

Il Building Information Modeling non è quindi né un software né un semplice disegno 3D ma un approccio diverso alla progettazione, nella quale il prodotto è centrale, insieme a tutte le sue informazioni tecniche e soprattutto funzionali.

Un modello tridimensionale di un edificio utilizzato solo per ottenere dei bellissimi render non può essere considerato BIM. Un modello BIM, in altre parole, non è la sola rappresentazione grafica di un oggetto. Il suo valore sta nelle informazioni aggiuntive che porta a bordo grazie ad un database interrogabile.

Parlando per esempio di defangatore...

Il modello BIM di un defangatore ne descrive la geometria tridimensionale, quindi l'ingombro, ma comunica anche:

- la misura,
- il materiale costruttivo,
- le caratteristiche tecniche quali pressione massima e minima di funzionamento, temperatura massima di funzionamento, peso, portata,
- i fluidi termovettori con cui può essere utilizzato e l'eventuale percentuale di glicole massima consentita,
- l'eventuale coibentazione ed il relativo materiale
- il codice di prodotto
- il link alla scheda prodotto sul nostro sito
- ed ulteriori dati utili nelle diverse fasi di un progetto,

insomma una vera e propria miniera di informazioni.

G ♥ BIM



Defangatore con magnete.
Corpo in ottone.
Attacchi filettati femmina.
Rubinetto di scarico con portagomma.
Attacco superiore con tappo.
Pmax d'esercizio: 10 bar.
Campo di temperatura: 0+110°C.
Capacità di separazione particelle: fino a 5 µm.



non un file né un disegno 3D



Il BIM nel mondo

All'estero il processo penetrazione del BIM nel mondo delle costruzioni è avvenuto con maggiore rapidità, se confrontato allo stato attuale in Italia,

ma pur sempre a velocità diverse nei differenti Paesi.

La "European Union Public Procurement Directive" del 2014 è il punto di riferimento in ambito europeo. **Alcuni Stati rappresentano le Best Practices nel campo**, quali ad esempio i **Paesi scandinavi** (in Finlandia, dove il BIM è standard di progettazione, più del 70% dei progetti dell'intero Paese vengono sviluppati e gestiti con BIM) o il **Regno Unito** (dove dal 2016 tutti i progetti con committente pubblico sono stati BIM-based). Altri Stati si stanno attrezzando attraverso specifici provvedimenti legislativi dedicati al BIM.



Il BIM in Italia

Il nuovo Codice Appalti o "Decreto BIM" (D.Lgs. 50/2016) è stato firmato il 1 dicembre 2017 dal Ministro delle Infrastrutture e dei Trasporti.

In Italia introduce l'obbligatorietà di specifici metodi e strumenti elettronici di progettazione, quali quelli di modellazione per l'edilizia e le infrastrutture, come previsto dalla normativa europea. Prevede per le "grandissime opere" (di importo pari o superiore a 100 milioni di euro) l'obbligatorietà dal 2019, per le "grandi opere" (pari o superiore a 0 milioni di euro) l'obbligatorietà dal 2020, e così via fino a giungere al 2025 alla totalità (o quasi) delle opere.

"[...] attendiamo da questa nuova frontiera benefici in termini di qualità e sostenibilità nella gestione e nelle procedure che riguardano il patrimonio pubblico" (Ministro delle Infrastrutture e Trasporti Graziano Delrio).

Dobbiamo prepararci ad una radicale trasformazione del metodo di progettazione, la "rivoluzione BIM" è già in atto e diventerà una strategia di efficienza all'interno del processo di costruzione di tutte le opere edili.

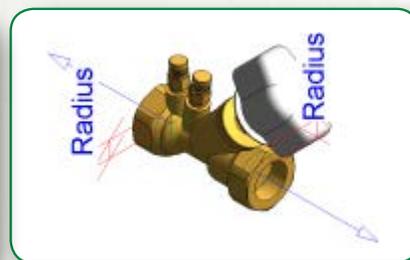
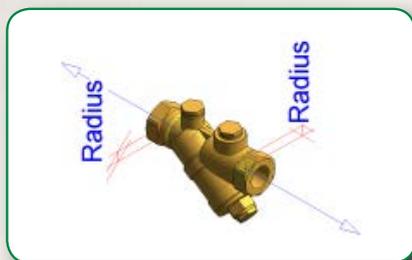
Caleffi è pronta al BIM.

La libreria Caleffi, ad oggi creata, offre centinaia di oggetti scaricabili gratuitamente dai nostri siti web e pubblicati sui portali più utilizzati dai progettisti impiantisti a livello internazionale.

Crediamo fermamente nel fatto che la nuova era di modellazione digitale consentirà all'industria delle costruzioni di progettare impianti con maggiore chiarezza, più precisione e con maggiore accuratezza utilizzando precisi requisiti.

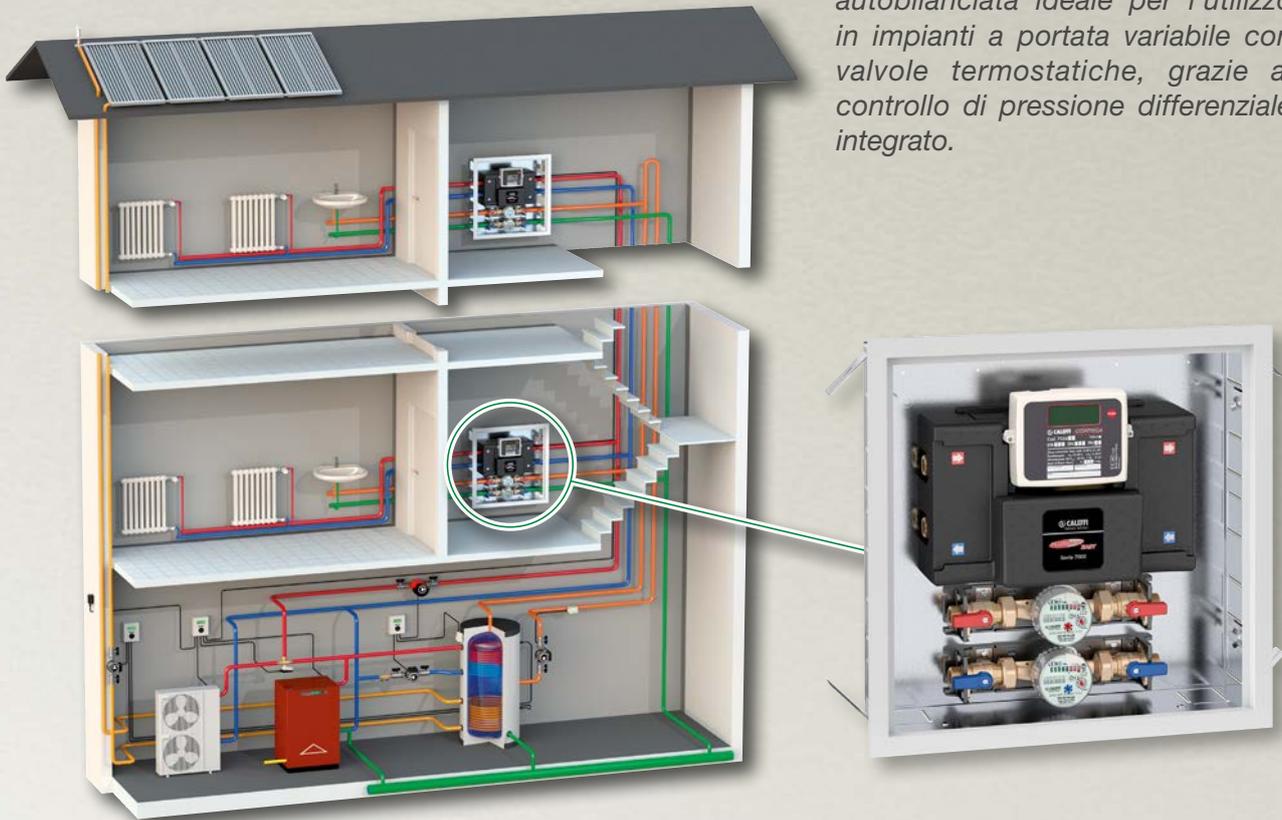
I vantaggi dell'utilizzo di BIM durante tutto il ciclo di vita del "prodotto edificio", dal progetto, alla costruzione e perfino mentre l'edificio è in uso, sono evidenti anche per un produttore di componentistica: il BIM consente infatti l'accesso ad informazioni preziose sui nostri prodotti da parte di attori profondamente diversi - progettisti, costruttori, installatori e manutentori nel tempo.

Ciò significa che tutti coloro che sono coinvolti nella costruzione e nella messa in servizio di un nuovo progetto sono in grado di condividere le informazioni con maggiore facilità e di seguire il processo di progettazione in qualsiasi fase, consentendo la collaborazione e di conseguenza una maggiore efficienza.



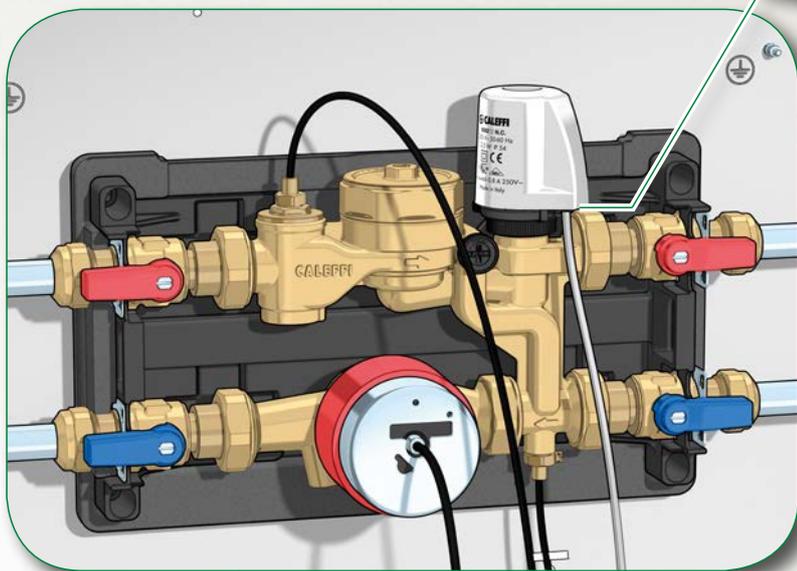
Serie 7002

Specifico per impianti centralizzati con distribuzioni a zona, PLURIMOD® EASY combina, in un solo prodotto, le funzioni di termoregolazione e contabilizzazione ed offre una soluzione idraulicamente autobilanciata ideale per l'utilizzo in impianti a portata variabile con valvole termostatiche, grazie al controllo di pressione differenziale integrato.



✓ **Controllo di portata**

Limitazione della portata massima in appartamento per mezzo di un volantino di preregolazione.



✓ **Termoregolazione**

Mediante valvola ON/OFF due vie con testa elettrotermica a 24 o 230 V

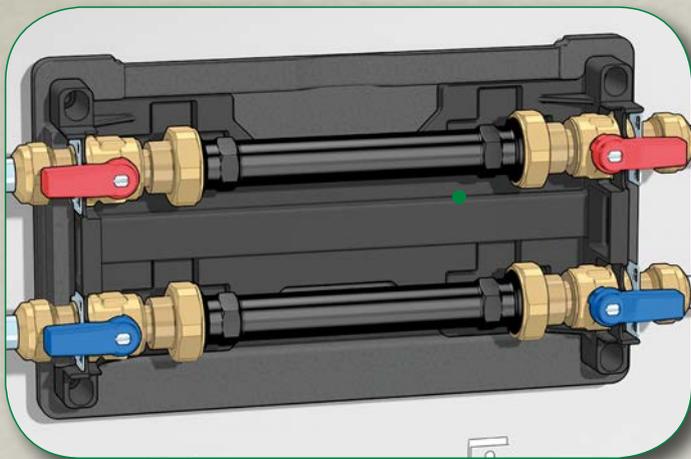
✓ **Bilanciamento**

Grazie al regolatore di pressione differenziale integrato nel monoblocco idraulico (taratura 2 oppure 3 m c.a.)

✓ **Contabilizzazione**

Mediante contatore diretto CONTECA® da 3/4", certificato MID. Possibilità di centralizzazione delle letture dei consumi termici e di acqua sanitaria.

e a 2 vie PLURIMOD® EASY



✓ **Manutenzione ed avvio impianto semplificata**

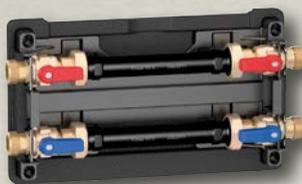
Grazie alla presenza dei tubi di flussaggio e delle valvole di intercettazione.

✓ **Installazione agevole**

In dima a muro o dima e cassetta.

✓ **Coibentazione totale**

Priva di ponti termici, adatta sia alla distribuzione del caldo che del freddo.



Cod. 700205 002
Dima a muro

Completa di:

- ✓ 4 valvole di intercettazione (di cui 2 telescopiche)
- ✓ tubi di flussaggio
- ✓ staffa in tecnopolimero priva di ponti termici

Cod. 700009

Dima con valvole per sanitario da 3/4"
Per lavaggio iniziale impianto.



Cod. 700050 - 700051

Stacco acqua calda sanitaria d'utenza.
Con uscita impulsiva per collegamento CONTECA® e centralizzazione lettura.



Cod. 700205
Cassetta dima ad incasso

- ✓ Completa di dima e cassetta ad incasso per interno RAL 9010.
- ✓ Dimensioni ridotte (480 x 480 mm).

Cod. 700052 - 700053

Stacco acqua fredda sanitaria d'utenza.
Con uscita impulsiva per collegamento CONTECA® e centralizzazione lettura.



Cod. 70021.
PLURIMOD® EASY
Modulo idraulico

Disponibile:

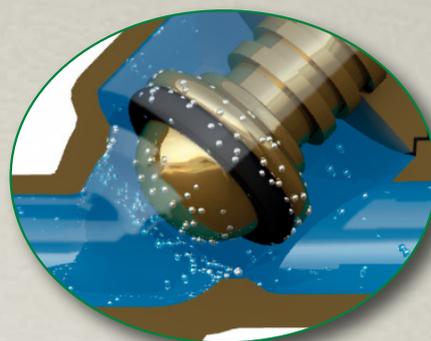
- ✓ con valvola di zona 24 o 230 V.
- ✓ con taratura 2 oppure 3 m c.a.

La presenza di aria nell'impianto

I problemi dovuti all'aria contenuta negli impianti idronici possono essere gravi e fastidiosi sia per gli utenti che per i professionisti che si occupano dell'impianto. Se questi problemi non sono analizzati a fondo possono portare spesso a delle soluzioni non risolutive a lungo termine. Inizialmente è molto importante capire i problemi che l'aria presente nell'impianto può provocare.

Rumorosità nelle tubazioni e nei terminali

L'aria contenuta nell'impianto genera rumorosità nelle tubazioni e negli organi di regolazione dovuta alla presenza di bolle d'aria, molto più evidente nella fase di accensione dell'impianto, quindi nel momento in cui il flusso comincia ad avviarsi nelle tubazioni.



Insufficiente scambio termico tra i terminali di emissione e l'ambiente

La quantità di calore che viene trasferito all'ambiente diminuisce notevolmente in presenza di aria nei radiatori o nelle batterie di scambio. Una minor resa dei corpi scaldanti può causare gravi squilibri termici e quindi livelli di comfort insufficienti nonché maggiori costi di gestione.



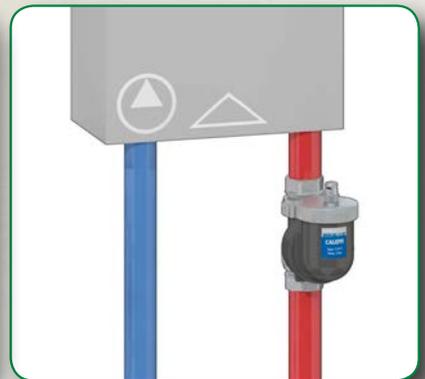
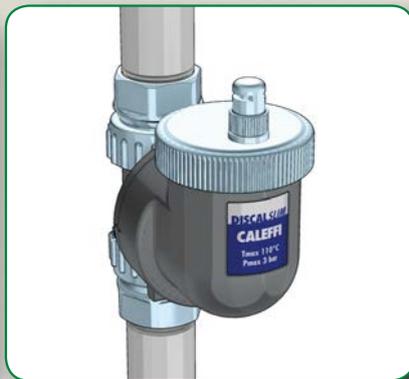
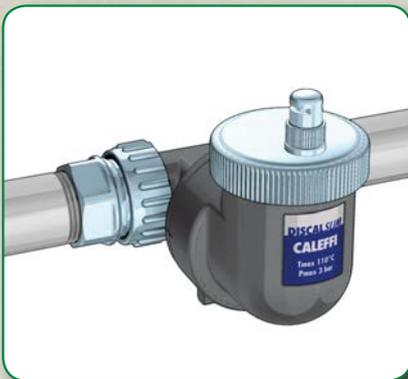
Corrosione dell'impianto dovuta alla presenza di ossigeno a contatto con i materiali ferrosi

In presenza di acqua, uno strato di sporco su una superficie metallica porta alla formazione di due zone (acqua/sporco e sporco/metallo) con diverso tenore di ossigeno. Si attivano pile localizzate con flussi di corrente che portano alla corrosione delle superfici metalliche.



Disaeratore compatto DISCAL SLIM®

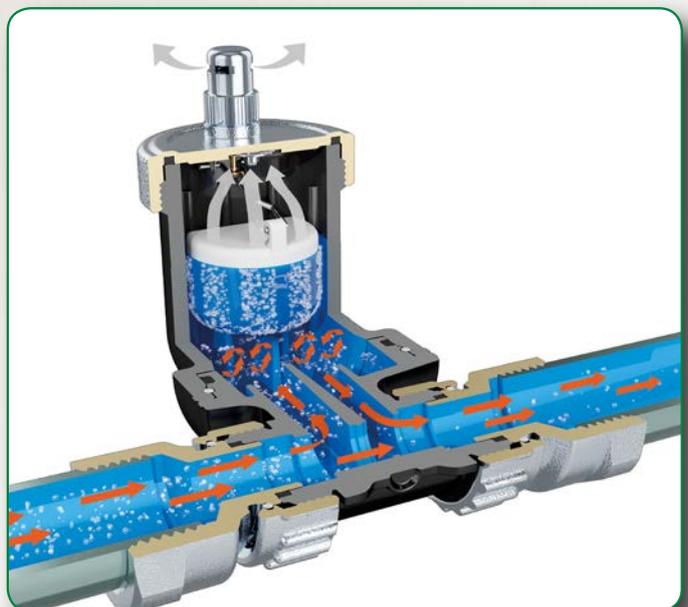
Svolge la funzione di eliminare, senza la necessità di intervenire manualmente, l'aria che si accumula all'interno dei circuiti degli impianti di climatizzazione. L'eliminazione delle microbolle avviene con basse perdite di carico grazie alla speciale configurazione interna. Grazie agli attacchi orientabili è pratico per installazione sia su tubazioni orizzontali che verticali.



Grazie alla sua speciale configurazione interna DISCAL SLIM® ha una bassissima perdita di carico.

La sagoma interna devia una parte di flusso nella camera di disaerazione. Nella suddetta camera il flusso rallenta e viene suddiviso dalle alette presenti in camere secondarie che provocano delle opportune turbolenze. Grazie a questi mini-vortici, le micro-bolle di aria presenti nel flusso si separano, si raccolgono nella parte inferiore della camera, e dopo essersi aggregate in bolle più grandi risalgono verso l'alto attraverso dei condotti di scarico posti a lato del galleggiante.

Una volta raggiunta la sommità della valvola, le bolle aggregate spingono il galleggiante verso il basso provocando l'apertura della valvola sfogo aria e il conseguente scarico dell'aria.



Gruppi di distribuzione e regolazione

Per impianti di riscaldamento



Serie 165
Distribuzione diretta



Serie 166
Regolazione termostatica



Serie 167
Regolazione motorizzata

- ✓ Disponibili nella versione con pompa UPML 25-95 o UPM3 Auto L 25-70 rispondente alla normativa ErP READY 2015.
- ✓ Impostabile con differenti curve di funzionamento: a pressione costante, a pressione proporzionale e a giri fissi.
- ✓ Serie 165 e 166 reversibili, possibilità di invertire in loco la posizione di mandata e ritorno. Serie 167 disponibile nelle versioni premontate con mandata a destra o a sinistra.
- ✓ Dotati di termometri e valvole di intercettazione sul circuito secondario, ritegno sul ritorno e coibentazione in PPE.
- ✓ Predisposti per termostato di sicurezza, by-pass differenziale (campo di taratura: 0,2÷3 m c.a.) e zanca specifica in acciaio per fissaggio a muro.

Per impianti di riscaldamento e raffrescamento



Serie 165
Distribuzione diretta



Serie 167
Regolazione motorizzata

- ✓ Con coibentazione in PE-X espanso a celle chiuse, adatta per impianti di riscaldamento e condizionamento.
- ✓ Disponibili nella versione con pompa UPML 25-95 oppure YONOS PARA 25/6 RKA rispondente alla normativa ErP READY 2015.
- ✓ Abbinabili a regolatore digitale con sinottico funzionale (serie 161) per impianti di riscaldamento e condizionamento completo di sonda di mandata a immersione.

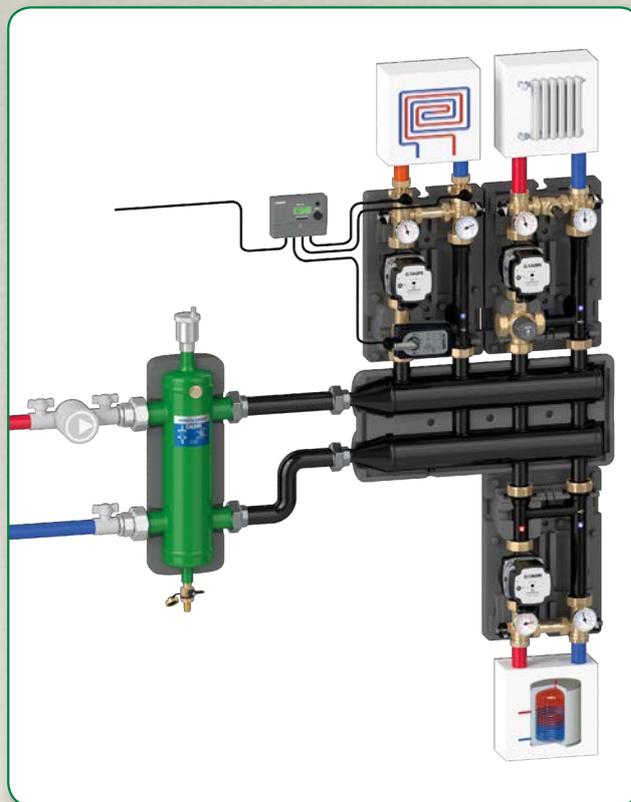
Collettori e separatori-collettori SEPCOLL

Serie 550



Caratteristiche tecniche

Pressione massima d'esercizio: 10 bar
 Campo di temperatura: 5÷110°C
 Attacchi: - principali: 1 1/4" M - 1 1/2" M
 - derivazioni: 1 1/2" F con calotta
 Interasse: 125 mm
 Numero derivazioni: 2, 3, 4, 2+1, 3+1

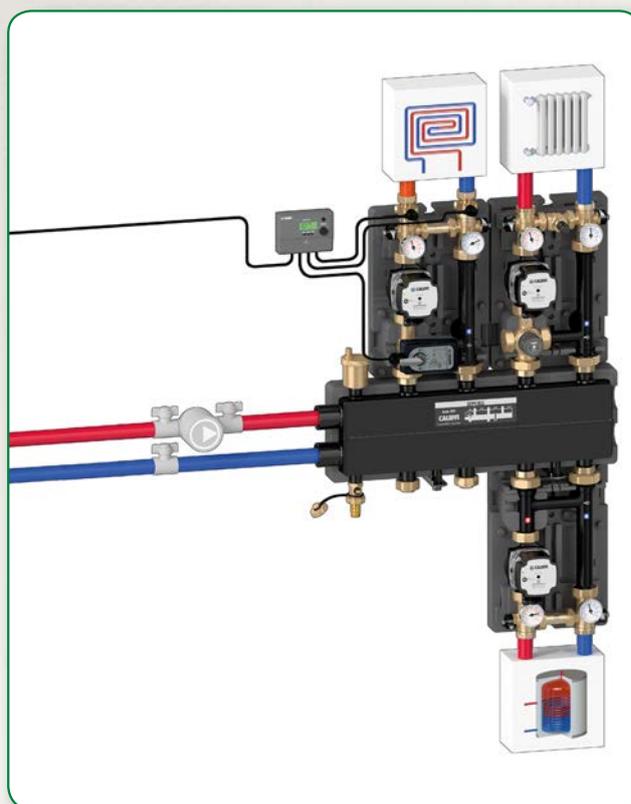


Serie 559



Caratteristiche tecniche

Pressione massima d'esercizio: 6 bar
 Campo di temperatura: 0÷110°C (riscaldamento)
 0÷100°C (riscaldamento e raffrescamento)
 Attacchi: - principali: 1" F - 1 1/4" F
 - derivazioni: 1 1/2" F con calotta - 1" F
 Interasse: 125 mm
 Numero derivazioni: 2, 2+1, 2+2, 3+1





DYNAMICAL®. L'evoluzione della valvola radiatore

Valvola termostatica dinamica

Serie 230-231-232-233-234-237

- Mantiene la portata che passa attraverso il radiatore ad un valore costante indipendentemente dalle condizioni di lavoro del resto dell'impianto
- Rende possibile e facile la riqualificazione di tutti gli impianti a radiatore con distribuzione bitubo esistenti con valvole termostatiche
- Abbinata ad un comando termostatico o elettrotermico permette anche di controllare la portata in funzione della temperatura ambiente
- In grado di estendere i notevoli benefici di comfort termico e risparmio energetico, ottenibili con le regolazioni termostatiche, anche ad impianti in precedenza esclusi



Riscaldamento

www.caleffi.com

CALEFFI
Hydronic Solutions